

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

Inginer OCTAVIAN-CONSTANTIN BOLOGA

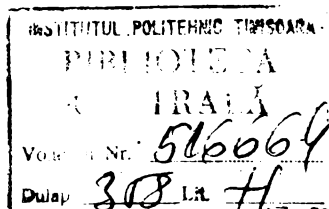
CONTRIBUTII LA VIBROAMBITISAREA TABELOR  
SUBTILI DIN OTEL

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMISOARA

Conducător științific  
Prof.dr.doc.șt.ing. AUREL MANU

TIMISOARA  
1986





## I N T R O D U C E R E

Programul - directivă a României de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și introducere a progresului tehnic în perioada 1981 - 1990 și direcțiile principale până în anul 2000 /1,2/ insistă, printre altele, asupra introducerii pe scară largă a metodelor moderne de proiectare, tipizare și standardizare a produselor și tehnologiilor, ridicarea calității produselor - sarcini care revin în fiecare domeniu de activitate, inclusiv proiectanților tehnologi din construcția de mașini, unde proiectarea pe baze moderne a proceselor tehnologice-a utilajului - respectiv a S.D.V.-urilor - poate contribui la micșorarea consumului de energie, micșorarea consumului de metal, ridicarea productivității muncii și îmbunătățirea calității produselor la nivel competitiv. Pe linia acestor sarcini, la cerința întreprinderii „Emailul Rogu” din Meșiaș, autorul și-a propus abordarea și elaborarea unui studiu teoretico-experimental în legătură cu proiectarea optimă a procesului tehnologic de ambutisare a tablelor subțiri asistată de vibrații, necesar producției întreprinderii citate precum și a altor întreprinderi din sfera construcțiilor de mașini.

Dacă în legătură cu alte vibroprelucrări se poate spune că există material bibliografic destul de important și valoros, în ceea ce privește vibroambutisarea, datele existente - în literatura de specialitate la nivel mondial - sînt în multe cazuri insuficiente sau necorelate din diferite puncte de vedere. Mai mult, privind vibroambutisarea în contextul aspectului larg al frecvenței, de la cîțiva herți la zeci sau chiar sute de mii de herți, mai bogat în informații se prezintă procesul de ambutisare în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență. Pe plan național, studiile referitoare la ambutisarea asistată de vibrații sînt aproape inexistente, iar cele care există, tratînd doar aspecte aferente introducerii vibrațiilor de înaltă frecvență, sînt într-un stadiu incipient în ceea ce privește abordarea problemei.

În acest context, tratarea temei a fost dificilă, cu atît mai mult cu cît, pornind de la premisa aplicării în producție a cercetărilor pe baza unor instalații realizate cu forțe proprii, prin autodotare de către întreprindere, cercetările au fost dirijate spre domeniul vibrațiilor de joasă frecvență.

Ca urmare a faptului că în domeniul ambutisirii asistate de vibrații de joasă frecvență cercetările sînt extrem de reduse, munca de culegere a informațiilor bibliografice a fost anevoioasă. În acest sens, pe lângă cercetarea sistematică a bibliotecilor din țară, s-a simțit nevoia contactării unor specialiști de peste hotare care au abordat în lucrările lor probleme legate de utilizarea vibrațiilor la deformarea plastică a metalelor. Astfel, corespondență pe această temă a fost decurată cu specialiști din U.R.S.S. (Institutul politehnic din Kiev, Institutul de automecanică din Moscova, Institutul politehnic din Minsk, redacția revistei *Kuznetno-stanpovocinoe proizvodstvo*), Japonia (Universitatea din Tokyo), Marea Britanie (Compania Ultrasonics, Editura Pergamon Press), S.J.A. (Compania Cincinnati Milling Machine), R.F.G. (redacția revistei *Bänder, Bleche, Rohre*), Polonia (Institutul de mecanică - construcții din Bielska - Biala, Academia de mine - metalurgie din Cracovia).

Lucrarea de față constituie primul studiu sistematic al deformării plastice prin ambutisare asistată de vibrații, în general, și de vibrații de joasă frecvență, în special, din literatura tehnică românească. Ea își propune să fundamenteze bazele științifice și tehnologice ale procesului de prelucrare prin ambutisare asistată de vibrații de joasă frecvență și să completeze golul existent în prezent prin lipsa de informații. Desigur, abordarea unei asemenea probleme constituie o muncă laborioasă; de aceea, pe parcursul lucrării au fost tratate aspectele mai importante unde s-au putut aduce contribuții originale. Pe această linie se înscrie evidențierea analitică a stării de tensionare a materialului supus deformării plastice prin vibroambutisare și a frecării ce ia naștere în zona de lucru a matriței, a structurii interne a semifabricatului și a gradului de deformare în contextul utilizării vibrațiilor. Este de menționat și aplicarea metodei elementelor finite în studiul stării de tensiuni și deformații din matrița de ambutisare.

Prin analiza procesului de prelucrare prin vibroambutisare se pune în evidență, pe baza unui vast program experimental, mecanismul procesului sub aspectul forței de deformare și a rugozității suprafeței. La analiza datelor experimentale s-au utilizat metodele matematice care asigură un caracter științific cercetării, înlocuind metodele empirice utilizate în analiza proceselor de deformare plastică. Totodată, lucrarea prezintă metoda de cercetare experimentală folosită, precum și o serie de observații și

concluzii utile sectoarelor de deformări plastice la rece din cadrul întreprinderilor constructoare de mașini.

Diferite aspecte ale lucrării, concretizate într-o serie de studii teoretice și experimentale au fost prezentate la diverse sesiuni de comunicări științifice /4, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 74, 105, 106, 107, 134, 135, 136, 199/ sau au făcut obiectul unor contracte de cercetare științifică /219, 220/.

Tema a fost acceptată, de la început, de către Întreprinderea „Emailul Roșu” din Mediaș, iar apoi cerută a fi aplicată și în cadrul Întreprinderii „Flamura Roșie” din Sibiu. Întreprinderile au contribuit cu experiența proprie, baza materială, cercetarea experimentală etc. la dezvoltarea temei. Ca urmare, autorul mulțumește pe această cale colectivelor de oameni ai muncii pentru neprețuitul ajutor acordat.

Cu această ocazie, autorul mulțumește, de asemenea, colegilor de la catedrele de Tehnologie mecanică de la Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara și Tehnologia construcțiilor de mașini de la Institutul de învățământ superior din Sibiu care au privit cu multă înțelegere preocupările avute, dând sugestii și asigurând condiții optime de cercetare concretizată în această teză. Mulțumiri aduce autorul și colectivului de muncă de la Centrul teritorial de calcul electronic din Sibiu și Oficialul de calcul al Întreprinderii de piese auto din Sibiu ca urmare a ajutorului acordat la elaborarea și rularea programelor de calcul.

Autorul adresează, și pe această cale, mulțumiri și exprimă cea mai vie recunoștință conducătorului științific profesor universitar dr. docent în științe ing. Aurel Manu, unul dintre cei mai cunoscuți specialiști din domeniul tehnologiei mecanice, pentru îndrumarea permanentă și competentă în diferitele faze de elaborare ale lucrării.

Sibiu, 12.05.1986

Autorul

## C U P R I N S

1. STADIUL ACTUAL AL DEFORMĂRII PLASTICE PRIN AMBUTISARE ASISTATA DE VIBRAȚII . . . . .	9
2. CONTRIBUȚII LA STUDIUL TEORETIC AL UNOR PROBLEME LEGATE DE AMBUTISARE ȘI VIBROAMBUTISARE . . . . .	30
2.1. Modelarea matematică a fenomenului de întărire pentru unele oțeluri prelucrabile prin ambutisare . . . . .	30
2.1.1. Studiul întăririi pe baza încercării la tracțiune monoaxială . . . . .	31
2.1.2. Utilizarea polinomului lui S.N.Bernstein în exprimarea matematică a curbelor de întărire . . . . .	32
2.1.3. Program de calcul pentru evaluarea numerică a fenomenului de întărire . . . . .	35
2.2. Studiul stării de tensiuni și deformații în matrița de ambutisare folosind metoda elementelor finite. . . . .	38
2.2.1. Conceptul de element finit și modelul său matematic . . . . .	38
2.2.2. Programul de calcul SAP 2 și utilizarea sa în studiul stării de tensiuni și deformații în matrița de ambutisare . . . . .	41
2.3. Studiul posibilităților de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare . . . . .	45
2.4. Modelarea matematică a procesului frecării fluide hidrodinamice la ambutisare și vibroambutisare . . . . .	49
2.4.1. Stabilirea relațiilor de definire a grosimii filmului de lubrifiant . . . . .	50
2.4.2. Program de calcul pentru evaluarea numerică a grosimii filmului de lubrifiant . . . . .	58
2.5. Modelarea matematică a stării de eforturi unitare la vibroambutisare . . . . .	62
2.5.1. Ambutisarea cu introducerea mișcării vibratorii pe direcția axială . . . . .	63
2.5.2. Ambutisarea cu introducerea mișcării vibratorii torsionale . . . . .	71

3. UTILAJ TEHNOLOGIC REALIZAT PENTRU CERCETARI EXPERI- MENATLE . . . . .	78
3.1. Structura utilajului . . . . .	78
3.2. Captorul de forță . . . . .	79
3.3. Vibratoare . . . . .	82
3.3.1. Vibratoare mecanice cu antrenare directă . . . . .	82
3.3.2. Vibrator mecanic cu reacțiune . . . . .	86
3.3.3. Vibrator hidraulic. . . . .	90
3.4. Matrită pentru vibroambutisare . . . . .	94
4. CERCETARI EXPERIMENTALE SI MODELE MATEMATICE LA VIBROAMBUSISARE . . . . .	98
4.1. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra forței de deformare . . . . .	98
4.1.1. Măsurarea forțelor. . . . .	98
4.1.2. Ordonarea ponderii de influență a parametrilor procesului de vibroambuti- sare pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - forța . . . . .	101
4.1.3. Stabilirea modelului matematic al procesului de vibroambutisare pentru caracteristica tehnologică de prelu- crare - forța . . . . .	112
4.2. Studiu influenței introducerii vibrațiilor asupra gradului de deformare . . . . .	117
4.3. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra repartizării deformației de-a lungul peretelui piesei ambutisate . . . . .	121
4.4. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra rugozității suprafeței . . . . .	123
4.4.1. Măsurarea rugozității suprafeței . . . . .	123
4.4.2. Ordonarea ponderii de influență a parametrilor procesului de vibroambu- tisare asupra rugozității suprafeței . . . . .	131
4.4.3. Stabilirea modelului matematic al pro- cesului de vibroambutisare pentru carac- teristica tehnologică de prelucrare - rugozitatea suprafeței . . . . .	136
4.5. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra microstructurii piesei ambutisate . . . . .	145
4.6. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra puterii absorbite . . . . .	145

5. CONTRIBUTII LA OPTIMIZAREA PROCESULUI DE VIBROAMBUSISARE . . . . .	150
5.1. Abordarea matematică a funcției de optimizare . . . . .	150
5.2. Program de calcul pentru aplicarea funcției de optimizare . . . . .	152
5.3. Stabilirea ecuației dreptelor de regresie în funcție de parametrii mișcării dinamice . . . .	155
5.4. Tehnologia optică de prelucrare prin vibroambusisare pentru caracteristicile de prelucrare forța și rugozitatea suprafeței. . . . .	160
6. APLICAREA INDUSTRIALA A REZULTATELOR CERCETĂRIILOR . . .	165
6.1. Aplicarea vibroambusisării la Intreprinderea „Flamura Roșie” din Sibiu . . . . .	165
6.2. Aplicarea vibroambusisării la Intreprinderea „Emailul Roșu” din Mediaș . . . . .	170
7. CONCLUZII . . . . .	174
8. BIBLIOGRAFIE . . . . .	179



## 1. STADIUL ACTUAL AL DEFORMĂRII PLASTICE PRIN AMBUTISARE ASISTATA DE VIBRAȚII

„Al treilea val”, cartea lui Alvin Tofler publicată și la noi în țară, ridică probleme deosebit de importante pentru societatea industrială actuală. După ce arată că dependența de combustibili fosili și tehnologiile convenționale nu mai poate continua la nesfârșit, evidențiază explozia de tehnologii care se face simțită începând cu anii '50. Desigur, în momentul de față nu se poate ști ce tehnologii sau combinații de tehnologii se vor dovedi folositoare și în ce scopuri, dar este cert că există o foarte mare varietate de utilaje și tehnologii care vor fi aplicate din punct de vedere economic. Evident, procedeele de deformare neconvenționale apărute în ultimile decenii constituie aspecte ale amintitei explozii de tehnologii.

Incadrându-se în grupa procedeelor de deformare plastică neconvențională, deformarea plastică a metalelor asistată de vibrații stă alături de extrudarea hidrostatică, deformarea metalelor în domeniul superplastic, deformarea electrohidraulică, deformarea în câmp magnetic etc.

De problema deformării plastice a metalelor asistată de vibrații s-au ocupat cercetători din diferite țări; în primul rând din Austria, apoi din U.R.S.S., S.U.A., Japonia, Marea Britanie, R.F.G.; iar, în ultimii ani în tot mai multe țări, printre care și în România, cercetarea deformării plastice a metalelor asistată de vibrații se face tot mai sistematic. Sînt vibrare sculele sau semifabricatele într-o gamă foarte largă de frecvență, de la cîțva herți la valori de ordinul sutelor de mii de herți, corespunzător domeniilor subsonice și ultrasonice, cu amplitudini de ordinul milimetrilor sau a micrometrilor. Sînt stabilite asemănări, dar și deosebiri, între comportarea materialului de prelucrat, sporirea rentabilității operațiilor de deformare plastică cu scule activate ultrasonice sau subsonic. În general, rezultatele și opiniile diferiților cercetători sînt mult controversate.

În studiu, considerat de referință asupra efectelor vibrațiilor de înaltă frecvență utilizate la deformarea plastică a metalelor, îi aparține lui E. Siebel /179/. Atunci, în anul 1953, ținînd seama și de cercetările lui T.A. Road /162/, a arătat că avantaj la deformarea plastică îl prezintă vibrațiile de joasă și mijlocie frecvență care de aceeași ordine de mărime ca aceea a atomilor și moleculelor din rețeaua cristalină.

Doi ani mai tîrziu, G. Tikhon și B. Lazarenko /20/ au descoperit efectul de reducere a efortului la începerea la tracțiune a

monocristalelor de zinc prin acționarea probei cu vibrații de înaltă frecvență. Acest efect este cunoscut sub denumirea de „înmulțire acustică sau efect Blaha. Cei doi cercetători motivează efectul amintit prin absorbția energiei vibrațiilor de către dislocații și, ca urmare, creșterea mobilității acestora în cristal; ei arată că scad tensiunile tangențiale critice, iar rezistența materialului la deformarea plastică este mai mică.

La scurt timp după încercările de bază la monocristale, G.E. Nevill și P.R. Brotzen /137/ au efectuat în S.U.A. încercări pe epruvele din oțel cu un conținut mic de carbon. Aceștia au atribuit reducerile rezistențelor la deformare suprapunerii tensiunilor statice și dinamice, fenomen care a făcut posibilă dobândirea de către dislocații a unei energii suficiente învingerii barierelor de diferite tipuri. Efectul rezonanței este exclus, pentru că frecvența proprie a unei linii de dislocații este de ordinul  $10^8$  herți, valoare care nu a fost atinsă în cursul experimentărilor. Tot ei au constatat că mărirea frecvenței nu are prea mare importanță, curgerea materialului îmbunătățită observându-se de la 15 Hz. Nu recomandă creșterea frecvenței peste 100 kHz, întrucât peste această valoare transformarea și transmiterea energiei vibrațiilor devine problematică. Teoria lui G.E. Nevill și P.R. Brotzen a fost susținută și de descoperirile lui G.S. Baker și S.H. Carpenter /14/.

Intr-o altă teorie, Izumi și colaboratorii /93/ au corelat scăderea rezistenței la deformare cu proprietățile materialului, ca de exemplu: modulul lui Young, temperatura de topire, coeficientul de întărire (ecruisare).

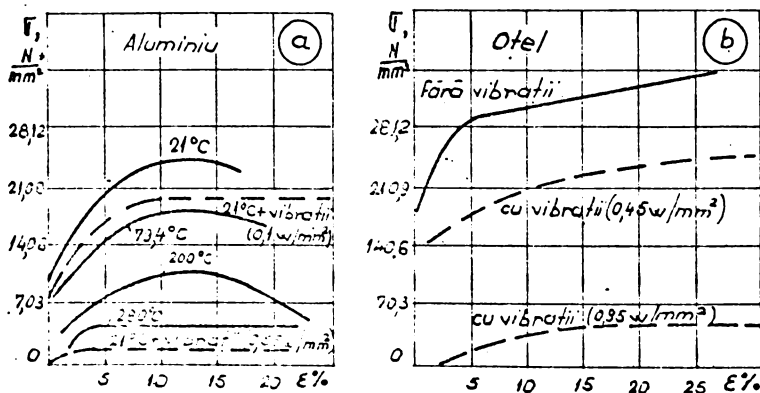


Fig.1.1. Variația tensiunii de curgere în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență la deformarea prin întindere /102/.

Colectivul B.Lorenacker /102, 103/ a efectuat încercări de rezistență sub influența vibrațiilor de înaltă frecvență. Ei au constatat că utilizarea vibrațiilor de înaltă frecvență de anumite energii are același efect asupra tensiunii de curgere ca și ridicarea temperaturii (Fig.1.1,a). Autorii au arătat că, pentru o anumită deformare,

este necesară mai multă energie pentru încălzirea piesei decât pentru producerea vibrațiilor. Si aceasta intrucît energia vibrațiilor este absorbită numai de atomii liniilor de dislocații sau de cei de la limita dintre grăunții ce participă în procesul deformării plastice, în timp ce energia termică este absorbită uniform de toți atomii rețelei. Deci, în acest ultim caz, o parte a energiei consumate este cedată unor atomi ce nu participă la deformare. Pe baza acestor constatări, s-a concluzionat că, prin absorbirea energiei vibrațiilor atomii pot ajunge - în câteva milisecunde - la temperaturi din domeniul temperaturilor de topire, scăzînd, prin aceasta, consumul de energie necesar deplasării lor. Aceiași autori au constatat scăderea tensiunii de curgere odată cu creșterea densității energiei vibrațiilor (fig.1.1,b).

Din literatura sovietică, au devenit cunoscute cercetările lui E.G.Konovalov /96, 97/, referitoare la încercările la tracțiune și torsiune în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență (20 kHz). În cazul tracțiunii, rezistența epruvetelor a putut fi considerabil redusă, funcție de amplitudinea vibrațiilor.

Intrucît materialele fragile încercate la tracțiune în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență se rup repede prin oboseală, R.Pohlmann și E.Lehfeldt /155/ s-au ocupat de încercările de îndoire a unor bare din oțel. Barele au fost excitate în direcție axială cu o frecvență de 21 kHz și amplitudine de  $6,5 \mu m$ , iar forța statică a fost aplicată perpendicular pe această direcție. Ca urmare, tensiunile de întindere și compresiune din secțiunea barei s-au redus cu aproximativ  $40 N/m^2$ .

Utilizarea vibrațiilor de înaltă frecvență poate conduce și la mărirea limitei de curgere a materialului /101, 141/, prin apariția unor perturbații de alunecare, care crează obstacole în calea dislocațiilor.

B.L.Vasiliev /200/, ocupîndu-se de deformarea plastică a metalelor prin vibrare, a atașat un vibrator mecanic (cu mase excentrice în mișcare de rotație, frecvența 25 Hz) unei prese hidraulice pe care a realizat operații de matrițare pe semifabricate din oțel și aluminiu. Prezența vibrațiilor a făcut posibilă reducerea încălzirilor cu 40...60%. Deformarea s-a desfășurat mai uniform, odată cu creșterea frecvenței vibrațiilor, astfel că microstructura a prezentat granulație mai fină, iar materialul, o duritate sporită. S-a obținut, de asemenea, o precizie mai mare a pieselor realizate.

Pentru o instalație vibratoare de același tip (presă hidraulică de 500 tN și un vibrator mecanic utilizat în gama de frecvențe 37...150 Hz), P.M.Solubev și V.N.Iavorovskii /71/ au făcut cercetări referitoare la forța și puterea vibratorului, amplitudinea și frecvența vibrațiilor, forța dintr-o piesă, viteza de mars în gol a presei hidraulice, la deformarea prin refluxare a unor epruvete din plumb și oțel. Au

constatat că pînă la grade de deformare  $\epsilon = 30\%$ , amplitudinea oscilației a rămas constantă, cu luarea în considerare a pierderilor datorate deformațiilor elastice ale lanțului elementelor de transmisie, după care, la creșterea în continuare a gradului de deformare, amplitudinea scade după o lege liniară (fig.1.2). Cifrele 1, 2, 3, 4 indică epruvete diferite funcție de raportul diametru/înălțimea piesei refulate, și anume: 1:  $\frac{D}{H} = 2$ ; 2:  $\frac{D}{H} = 1$ ;

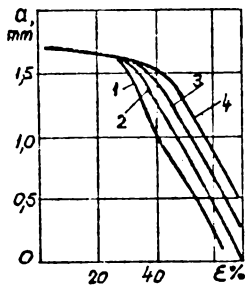


Fig.1.2. Corelarea amplitudinii cu gradul de deformare la refulare //1/.

3 :  $\frac{D}{H} = 0,8$ ; 4 :  $\frac{D}{H} = 0,65$  . Prin integrarea grafică a curbelor din figură, au obținut dependența dintre forță și gradul de deformare (fig.1.3 - pentru  $\frac{D}{H} = 0,8$ ). Suprafețele hașurate reprezintă lucrul mecanic necesar deformării pentru un impuls. Lucrul mecanic crește pînă atinge un maxim. In acest moment,

lucrul mecanic de deformare pentru un impuls este mai mic sau egal cu lucrul mecanic pe care-l dezvoltă vibratorul într-un ciclu de oscilație. Pînă la urmă, lucrul mecanic ia o valoare constantă, forța de deformare atingînd valori comparabile

cu  $F_1$ , la care este reglată instalația (reglarea vibratorului în funcție de forța maximă este asigurată de dispozitivul de protecție plasat în lanțul elementelor de transmisie).Intreaga energie dezvoltată de vibrator se cheltuiește pentru oscilațiile forțate ale întregului sistem:vibrator, element de transmitere a vibrațiilor, epruvetă, presă. Ca urmare, instalația a făcut posibilă deformarea în două regimuri, cu amplitudine constantă (în stadiile inițiale ale deformării) și cu energie/impuls

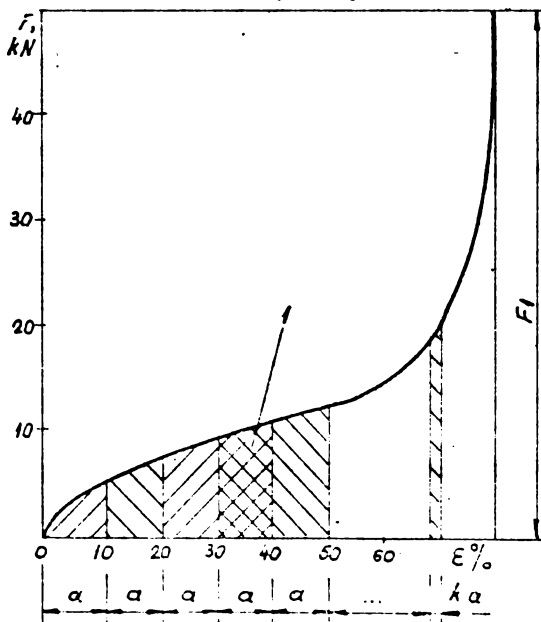


Fig.1.3. Corelarea forței cu gradul de deformare la refulare //1/.

constant (în stadiile următoare). In primul caz sînt pierderi de energie, iar cel de-al doilea permite alegerea unei instalații cu o

constant (în stadiile următoare). In primul caz sînt pierderi de energie, iar cel de-al doilea permite alegerea unei instalații cu o

putere optimă și dimensiuni optime ale elementelor lanțului de transmisie a vibrațiilor.

V.P. Severdenko /177/ arată, la cercetarea procesului de refulare cu curgerea prin unul sau mai multe orificii și matrițarea cu bavură că, necesar pentru producerea vibroproceselor, este fenomenul: descărcarea și deplasarea relativă a sculei și materialului deformat. Folosind un vibrator de tip rigid a vibrat partea superioară a matriței ( $f = 12,5 \text{ Hz}$ ;  $a = 0,4 \dots 0,6 \text{ mm}$ ), partea inferioară fiind montată pe traversa mobilă ( $v = 30 \text{ mm/min}$ ) a mașinii de încercat. A constatat umplerea mai bună a cavității în care metalul ia forma bavurii și o scădere de circa 30% a forței necesare matrițării, acestea conducând la posibilități optime de exploatare a S.D.V.-urilor și utilajelor.

Deformarea prin refulare a fost folosită și de I.P. Sogrischin /183/, pentru a studia comportarea metalelor la deformarea cu vibrații, constatând o structură mai uniformă și o distribuție mai omogenă a durității. Atât T.M. Golubev /70/ cât și V.I. Salesskii și I.P. Volkov /174/ au confirmat aceste rezultate. Ultimii au introdus vibrații de joasă frecvență ( $f = 20 \dots 110 \text{ Hz}$ ) produse hidraulic. Instalația de vibrare a fost montată pe o presă hidraulică de 2000 kN. Forța variază conform fig.1.4. Pentru probele din oțel (fig.1.4,a) peste un grad de deformare de 65%, forța dinamică maximă este mai mică. Pentru probe din plumb (fig.1.4,b) cu cât frecvența este mai mică, valoarea maximă și minimă a forței dinamice este mai mică.

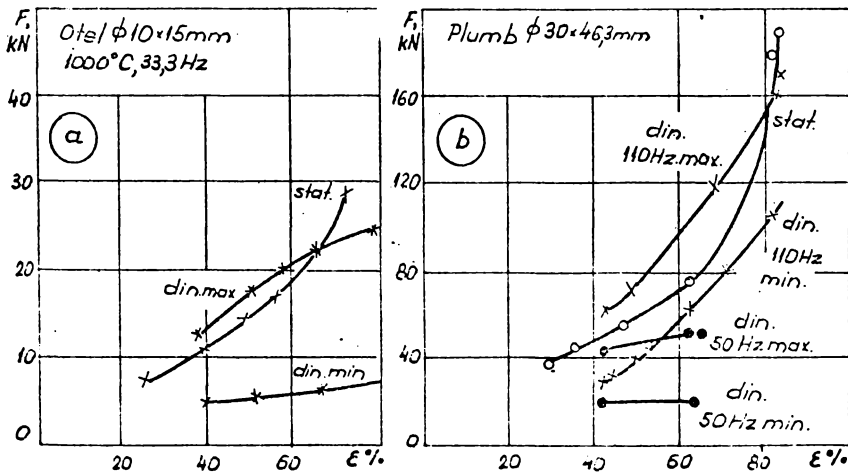


Fig.1.4. Variația forței la refularea cu vibrații /174/.

Influența frecvenței vibrațiilor asupra lucrului mecanic la deformarea epruvetelor din plumb reiese din fig.1.5. Pentru o anumită frecvență, economia de energie, comparativ cu sarcina statică este minimă, putând să fie chiar zero (pentru grade de deformare sub 20%).

Cercetînd frecarea la suprafețele de contact dintre sculă și semifabricat, I.V.Salesskii și I.P.Volkov au găsit, în cazul deformării cu vibrații, un coeficient de frecare mai mic, fapt care a condus la îmbunătățirea calității pieselor.

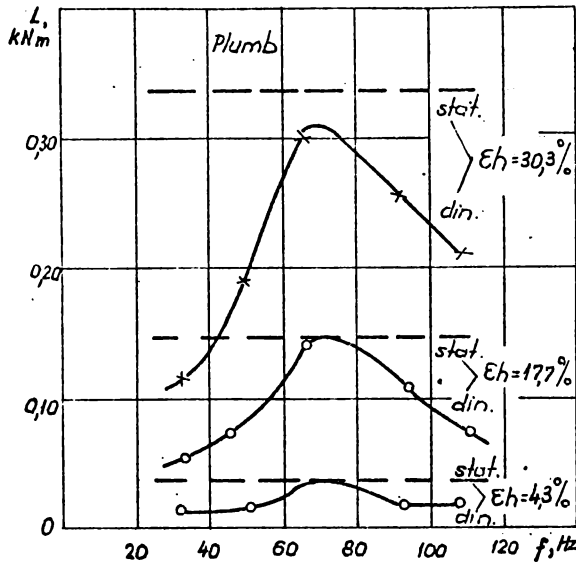


Fig.1.5. Lucrul mecanic la refularea cu vibrații /174/.

Încă din anul 1961, M.Ia.Karnov și A.A.Voronin /94/ au arătat avantajele practice ale refulării în prezența vibrațiilor de joasă frecvență. Ei au efectuat încercări pe o presă hidraulică, vibrațiile forțate de 16 ... 17 Hz fiind produse mecanic, și au constatat o deformare mai uniformă a întregului volum de material și o scădere a frecării. Au insistat asupra măririi deformabilității materialelor, obținînd, în cazul utilizării vibrațiilor, o mărire cu 40% a gradului de deformare.

O altă lucrare sovietică /175/ se referă la refularea în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență și arată că, la suprafața de contact dintre sculă și semifabricat, are loc o deformare locală mai mare decît în interiorul materialului, iar diferența de deformare crește odată cu creșterea gradului de deformare.

O imagine cuprinzătoare a deformării plastice prin refulare în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență a fost dată de japonezii O.Izumi, K.Oyama și J.Suzuki /92, 93/. Instalația lor de încercare a permis variația amplitudinii vibrațiilor în intervalul de la 0 la 17  $\mu m$ ; frecvența a fost menținută constantă (22 kHz). Vibrațiile au fost introduse în sistem intermitent sau continuu, obținîndu-se, în ambele cazuri, reduceri însemnate ale forței de deformare (fig.1.6).

Se observă că, la grade de deformare mai mari de 15% apare o

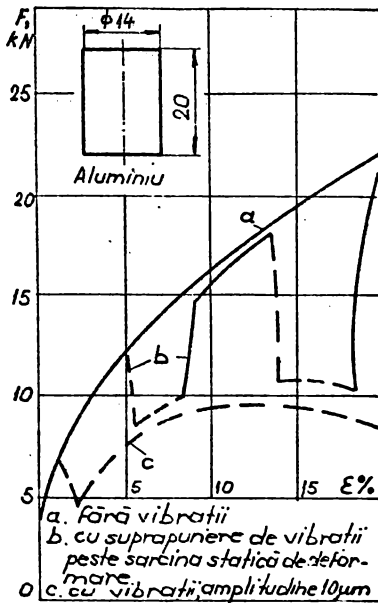


Fig.1.6 Forța de deformare la refulare în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență /92/.

re la o deformare convențională;

$k$  - constanta materialului (reprezintă scăderea tensiunii de curgere pe unitatea de amplitudine).

Influența deformării cu vibrații se manifestă atât asupra distribuției durității în secțiunea epruvetei, cât și asupra valorilor acestei durități. Epruvetele deformate cu vibrații au o duritate și distribuție uniformă și o valoare mai mică a ei decât epruvetele deformate în regim static. Efectul este cu atât mai puternic cu cât amplitudinea vibrațiilor este mai mare.

Tinând seama de faptul că, la matrițarea statică, materialul semifabricatului umple mai bine părțile laterale ale sculei, iar la matrițarea dinamică părțile inferioare și superioare, P.Stankovic /185/ a proiectat o presă statico-dinamică care să permită umplerea optimă a cavității matriței. Experiențele le-a desfășurat pe semifabricate din plumb pe care le-a deformat în regim static și dinamic, separat; iar, apoi, combinat: statico-dinamic, în matrițe cu cavitatea interioară în formă de trepte.

În S.U.A. a fost construită o presă de forjare cu vibrații cu frecvența de 500 Hz (puterea de pompare 500 kW; forța impulsionată 750 kN; accelerația 3500 g; amplitudinea oscilației 7,6 mm), ce posedă volanț ultrasonic cu rol de acumulator de energie /214, 215/. Volanțul

scădere a rezistenței la deformare și nu o întărire (ecruisare), așa cum era de așteptat. O izumi și colaboratorii consideră că materialul joacă un rol important, așa cum s-a mai arătat, prin proprietățile sale fizice și chimice: elasticitate, vâscozitate, distorsionarea rețelei, sisteme de cristalizare, impurități etc. În căutarea unei explicații a fenomenelor observate, ei au definit un factor  $k$  legat de tensiunea de curgere și influența vibrațiilor:

$$\sigma_d = \sigma - k \mu_0, \quad (1.1)$$

în care:  $\sigma_d$  este tensiunea de curgere în cazul utilizării vibrațiilor;

$\sigma$  - tensiunea de curgere

înmagazinează energie mecanică sub formă de vibrații. El constă dintr-o tijă metalică a cărei lungime corespunde unui multiplu întreg de  $\lambda / 2$  a vibrației longitudinale. Materialul tijei trebuie să prezinte frecare interioară mică și pierderi prin vibrații mici (titan, duraluminu, Monel - Metall).

Avantajele folosirii vibrațiilor la deformarea plastică a metalelor au fost evidențiate și în cazul extrudării. A.W.Young/208/ a constatat o reducere a forței cu 15 ... 20% și o mărire a gradului de deformare în cazul utilizării vibrațiilor la extrudarea aluminiului. V.I.Fetuhov și colaboratorii /152/ au stabilit condițiile cinematice la extrudarea în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență.

J.J.Markew /116/ prezintă rezultatele obținute de Compania Ultrasonics din Marea Britanie, care, în colaborare cu specialiștii Universității Aston, s-a preocupat de utilizarea vibrațiilor de înaltă frecvență la deformarea plastică a metalelor. Prin cercetările efectuate, s-a reușit mărirea gradului de deformare la întinderea tuburilor și prin aceasta reducerea numărului de treceri (de la 10 la 6, pentru cazul prezentat). Pe lângă aceasta, îmbunătățirea calității suprafețelor pieselor executate precum și mărirea durabilității sculelor au contribuit la rentabilitatea procedurii în vederea introducerii lui în producție. Este scos în evidență și faptul că rentabilitatea procedurii de întindere a tuburilor cu ajutorul vibrațiilor de înaltă frecvență deschide porțile abordării și a altor procedee de deformare plastică, cum ar fi ambutisarea.

În țara noastră, problema deformării plastice a metalelor asistată de vibrații a suscitat interes, cercetători diferiți fiind preocupați de această problemă. N.Atanasiu a publicat mai multe articole /8, 9, 10, 11, 12/ referitoare la influența vibrațiilor de înaltă frecvență la deformarea plastică a metalelor și și-a susținut disertația la I.P. Cluj-Napoca cu probleme axate pe această temă. Efectuând încercări de tracțiune /13/ pe o mașină prevăzută cu dispozitivele necesare pentru suprapunerea vibrațiilor de înaltă frecvență peste sarcina statică, a arătat că energia vibrațiilor a determinat modificarea proprietăților mecanice ale probelor executate din aluminiu, duraluminu și aliaj ALMgSiO,5. Pe baza modelului reologic adoptat a descris o teorie a trefilării și tragerii printr-o matriță conică activată cu vibrații de înaltă frecvență și a determinat formule pentru calculul forțelor de deformare. A elaborat tehnologii de trefilare și trageri asistate de vibrații de înaltă frecvență pentru aliaje de aluminiu greu deformabile, tehnologii mai eficiente în comparație cu procedeele convenționale - prin creșterea gradului de de-



formare, reducerea numărului de operații, creșterea vitezei procesului și îmbunătățirea calității produselor. În mod similar, de tragerea la rece a țevilor cu dop activat cu vibrații de înaltă frecvență s-a ocupat O. Drăgan /63/.

Referirile de până acum au evidențiat demararea cercetărilor în domeniul deformării plastice a metalelor în prezența vibrațiilor. Începuturile au fost legate de utilizarea vibrațiilor la deformarea plastică a monocristalului, după care s-a trecut la cercetarea comportării materialului în timpul efectuării unor încercări mecanice (întindere, îndoire) în prezența vibrațiilor. Rezultatele acestor cercetări au fost aplicate, apoi, în cazul unor operațiuni de deformare volumică (refulare, matrițare, extrudare), în cazul unor operații de deformare în flux continuu (trefilare, tragere) precum și în cazul altor operații de deformare plastică.

S-a insistat asupra deformării volumice întrucât acestea presupun semifabricate individuale (la fel ca la ambutisare) precum și asupra deformării în flux continuu întrucât rezultatele cercetărilor au condus la implementarea tehnologiilor de deformare în prezența vibrațiilor în producție. De asemenea, s-au făcut referiri, atât la cercetările efectuate în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență, cât și la cele efectuate în prezența vibrațiilor de joasă frecvență pentru a evidenția avantajele și dezavantajele, asemănările și deosebirile și, odată cu acestea, a le lega de cele aferente deformării tablelor în prezența vibrațiilor.

Cercetarea prelucrării tablei în general, și a ambutisării în special, în prezența vibrațiilor este mai puțin abordată în comparație cu a altor operații de deformare plastică, totuși există comunicări și pe această temă. În cele ce urmează, după câteva referiri la deformarea tablelor în general, se vor face referiri la rezultatele obținute pe plan mondial în legătură cu ambutisarea tablelor. Pentru aceleași motive ca cele de mai sus luate în discuție, și în cazul ambutisării vor fi, în paralel, prezentate rezultatele obținute în cazul utilizării vibrațiilor de înaltă și joasă frecvență.

M. Voel face referiri asupra utilizării vibrațiilor la deformarea plastică a tabelor /201/, evidențiind avantajele acestei tehnologii: scăderea forței de deformare, îmbunătățirea plasticității, aceasta din urmă ca urmare a reducerii frecțiilor exterioare între sculă și semifabricat (timpul cât scula și semifabricatul sînt în contact reprezintă numai o parte din durata vibrației), precum și vibrațiilor atomilor materialului, fenomen care ușurează curgera plastică. Pentru calculul forțelor dinamice maxime, indică relația:

516 001  
3084

$$F_d = 1,5 \frac{T}{t_c} \cdot F_s, \quad (1.2)$$

în care :  $T$  este perioada mișcării vibratorii;

$t_c$  - durata de contact între poanson și material;  
(circa 1/20 din durata vibrației);

$F_s$  - forța statică de deformare;

$F_d$  - forța dinamică de deformare.

Tot legat de deformarea tablelor, au avut preocupări și I. N. Sorokin /184/ care a intensificat prelucrarea de tragere pe calapod prin utilizarea vibrațiilor. A fost folosită o presă hidrolică de tragere de 300 kN și un vibrator electromecanic (pentru obținerea vibrațiilor pe direcție verticală). Vibrațiile pe direcție orizontală ( $F_{\max} = 3,5$  kN;  $f = 45 \dots 75$  Hz;  $a = 0,28 \dots 0,70$  mm) au condus la mărirea deformației relative ( $\delta_{\max} = 23 \dots 36\%$ ) și la reducerea numărului de faze (cu 23%). Vibrațiile pe direcție verticală ( $f = 20 \dots 30$  Hz;  $a = 0,09 \dots 0,15$  mm) au condus, și acestea, la mărirea deformației maxime relative ( $\delta_{\max} = 40\%$ ) și la reducerea forței de deformare (cu 20... 25%).

Cercetări americane /208/ referitoare la ambuțisarea adâncă au evidențiat reducerea forțelor de deformare. Tot în S.U.A., tablele de titan și aluminiu au fost deformate mai ușor /149/, renunțându-se prin aceasta la încălzirea sculelor. Cercetările au fost efectuate în domeniul vibrațiilor de înaltă frecvență introduse prin intermediul poansonului sau a plăcii active. Vibrațiile introduse prin intermediul plăcii active au condus la o diminuare mai însemnată a forței de deformare, ceea ce confirmă că frecarea este mai intensă în zona plăcii active comparativ cu zona poansonului, la deformarea statică. Frecarea între sculă și semifabricat scade ca urmare a faptului că nu există un contact permanent între acestea.

Dar, nu numai vibrațiile de înaltă frecvență favorizează deformarea plastică a tablei. G.O. Oehler /139/ relatează despre ambuțisarea unei carcase pornind de la un semifabricat dreptunghiular de dimensiuni 250x180 mm și grosime de 2 mm. Experimentările au decurs în două variante: cu o singură lovitură și cu două lovituri, aceasta din urmă, cu toate că frecvența loviturilor nu este considerabilă, a fost considerată deformare sub influența vibrațiilor. După cum se vede din figura 1.7, încrețirea, sub influența celor două lovituri, a fost redusă considerabil ajungând să se anuleze la o forță de 4000N. În afară de aceasta, centurarea ferelor și a muchiilor s-a făcut mai bine, iar creșterea durității nu a fost observată.

Ivan Cristoffy /13/ s-a preocupat de scutirea influenței vibrațiilor în procesele de deformare plastică a metalelor: ambuțisare

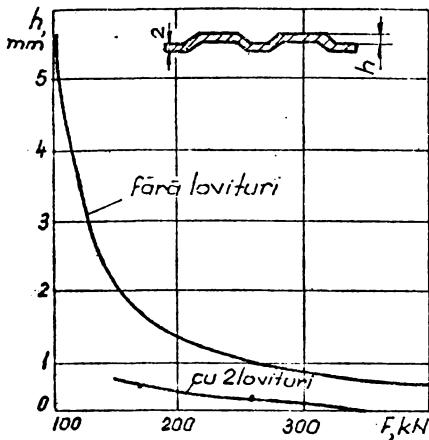


Fig.1.7. Forța de deformare la ambutisarea cu lovituri repetate /139/.

vibrării axiale a poansonului, iar figurile 1.8, a și b - reducerea forței în cazul vibrării plăcii active (torsional la 20 Hz și radial la 20 kHz), în cazul ambutisării cu subțiere. După cum se constată, efectele

adîncă, ambutisare cu subțierea pereților și forjare. Experiențele le-a desfășurat în prezența vibrațiilor de joasă frecvență (20 Hz), precum și în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență (20 kHz) asupra unor semifabricate din oțel, aluminiu și plumb. Vibrațiile în timpul deformării au fost aplicate continuu sau intermitent, fie asupra poansonului, fie asupra plăcii active, simultan, asupra ambelor. Efectul major al introducerii vibrațiilor forțate l-a constituit reducerea forțelor de deformare. Figurile 1.8, a și b evidențiază reducerea constatată în cazul

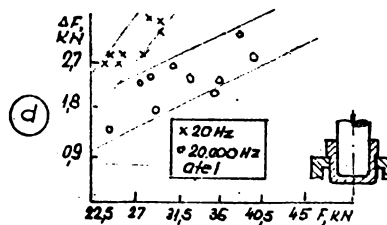
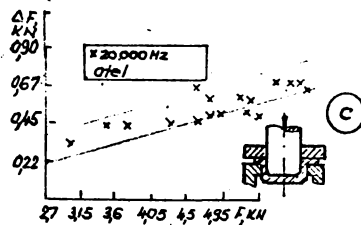
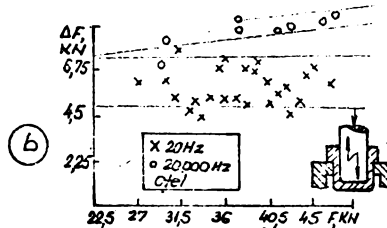
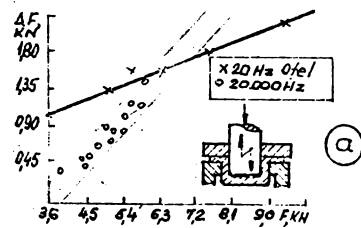


Fig.1.8. Reducerea forței statice de deformare în cazul utilizării vibrațiilor /98/.

vibrațiilor de 20 Hz și 20 kHz sînt similare. Forța de deformare poate fi redusă, iar condițiile în care are loc procesul pot fi îmbunătățite dacă sînt schimbate atât direcția frecării cît și starea de tensiuni, iar frecarea este micșorabilă. Pentru evitarea interpretărilor greșite bazate pe măsurători incorecte, este esențială calibrarea dinamometrului forțelor. Utilizarea lubrifiantului nu a condus la reducerea în plus a forței de deformare. În ceea ce privește frecvența vibrațiilor aceasta trebuie să fie cît mai ridicată (de cel puțin trei ori mai mare decît viteza de deformare), pentru a se obține efecte apreciabile la viteze convențio-

nale de deformare. Pentru a realiza o transmisie bună a energiei de vibrație și pentru a evita efectele dăunătoare asupra materialului de prelucrat și a sculelor, trebuie luate în considerare legile propagării vibrațiilor de joasă și de înaltă frecvență. J. Kristoffy nu a constatat modificarea tensiunii de curgere a materialului; în schimb a constatat reducerea rugozității suprafețelor pieselor deformate în prezența vibrațiilor.

Intr-o lucrare amplă /178/, V.P. Severdenko, V.S. Paschenko și B.S. Kosobuțki prezintă rezultatele cercetărilor întreprinse în domeniul ștanțării și deformării plastice a tablei în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență. Referitor la ambutisarea tablelor, cercetările au fost întreprinse în direcția stabilirii influenței vibrațiilor și a dimensiunilor sculelor asupra forței și gradului de deformare, eficienței ungerilor tehnologice, regimului termic de deformare, microdurității, structurii materialului deformat și calității suprafeței. Influența vibrațiilor asupra forței de deformare este evidențiată în fig. 1.9. Materialul analizat: oțelul, în condițiile amplitudinii vibrațiilor de 8 (curba 2), 12 (curba 3) și 16 (curba 4)  $\mu\text{m}$ . Reducerea maximă a forței (de 15%) s-a constatat pentru amplitudinea de 12  $\mu\text{m}$ . La același test, supus un semifabricat din cupru, a condus la scăderea forței de deformare cu 24%, când materialul a fost ambutisat în stare naturală și 39%, când materialul a fost ambutisat în stare recoaptă. Incercările acestea au fost făcute în cazul vibrării axiale a plăcii de ambutisare. Incercări similare au fost efectuate în condițiile vibrării poansonului pe semifabricate din oțel și cupru ( $a = 43;55$  și  $66 \mu\text{m}$ ) și aluminiu ( $a = 43 \mu\text{m}$ ), introducerea vibrațiilor făcându-se după o prealabilă încărcare statică a materialului (2000 ... 6000 N), cu rolul prevenirii rușii prin oboseală a fundului semifabricatului. Ca urmare, ambutisarea decurge în felul următor (fig. 1.9 - pentru oțel): încărcarea statică a materialului, activare prin vibrații (5 ... 20 s, în funcție de natura materialului) și apoi continuarea operației de deformare. Utilizarea vibrațiilor în aceste condiții conduce la reducerea forței de deformare cu 15 ... 18%, funcție de diferite materiale. Cercetările legate de introducerea vibrațiilor longitudinale simultan asupra poansonului și plăcii de ambutisare nu au condus la o reducere suplimentară a forței de ambutisare, comparativ cu variantele activării succesive a celor două elemente active. În legătură cu tensiunea de curgere, măsurată cu ajutorul

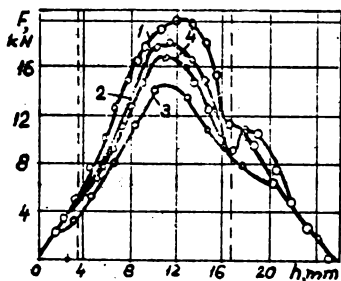


Fig. 1.9. Variația forței în timpul desfășurării operației de ambutisare fără și cu utilizarea vibrațiilor de înaltă frecvență /178/.

felul următor (fig. 1.9 - pentru oțel): încărcarea statică a materialului, activare prin vibrații (5 ... 20 s, în funcție de natura materialului) și apoi continuarea operației de deformare. Utilizarea vibrațiilor în aceste condiții conduce la reducerea forței de deformare cu 15 ... 18%, funcție de diferite materiale. Cercetările legate de introducerea vibrațiilor longitudinale simultan asupra poansonului și plăcii de ambutisare nu au condus la o reducere suplimentară a forței de ambutisare, comparativ cu variantele activării succesive a celor două elemente active. În legătură cu tensiunea de curgere, măsurată cu ajutorul

unor doze montate în zona de racordare a plăcii active, au constatat, în cazul utilizării vibrațiilor longitudinale, o reducere considerabilă a ei. În fig. 1.10 este evidențiată această scădere a tensiunii de curgere, curbele 1 și 2 reprezentând variația de curgere la ambutisarea convențională și cu vibrații, iar curba 3 - variația forței de ambutisare, toate acestea raportate la cursa poansonului. Extinzând cercetarea și

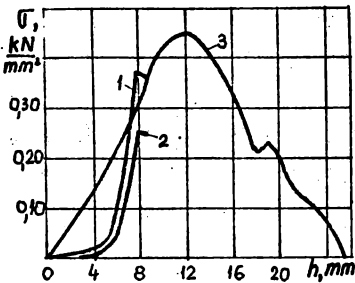


Fig. 1.10. Variația tensiunii de curgere funcție de cursa poansonului /178/.

asupra unor metale greu deformabile (oțel inoxidabil, aliaje de titan, oțel arc, wolfram) au constatat, în cazul utilizării vibrațiilor torsionale în vederea activării plăcii de ambutisare, o reducere cu 20... 28% a forței de ambutisare, funcție de materialul semifabricatului, precum și o micșorare a tensiunii de curgere.

Micșorarea tensiunii de curgere se datorește micșorării rezistenței

părții frontale a flanșei și schimbării favorabile a direcției forțelor de frecare. Legat de întărirea materialului, cercetătorii sovietici au constatat reducerea forței de deformare odată cu mărirea gradului de întărire în cazul oțelurilor obișnuite de ambutisare (excepție face oțelul inoxidabil), deformate cu ajutorul vibrațiilor. Utilizarea vibrațiilor radiale introduse asupra plăcii de ambutisare conduce la micșorarea forței de ambutisare (într-o măsură mai mare decât în cazurile precedente) și a tensiunii de curgere. Autorii lucrării împreună cu Iu.V. Skacico și V.I. Vasilievici au făcut cercetări asupra influenței vibrațiilor, asupra gradului limită la ambutisare. În toate cele trei cazuri, de introducere a vibrațiilor, analizate (longitudinal, torsional și radial) au constatat mărirea gradului limită de ambutisare. În cazul vibrațiilor longitudinale această mărire a fost de 13 ... 16% - în cazul activării plăcii de ambutisare și de 4 ... 7% - în cazul activității poansonului, pentru diferite materiale (cupru, oțel). Amplitudinea oscilațiilor la care s-au obținut aceste reduceri maxime a fost de 12  $\mu$ m. Autorii motivează mărirea gradului limită de deformare în cazul vibrării plăcii de ambutisare prin ridicarea plasticității părții frontale a semifabricatului. Pe de altă parte, poansonul vibrat longitudinal activează numai partea centrală a semifabricatului, de unde influența favorabilă mai scăzută a vibrațiilor.

În cazul activării torsionale a plăcii de ambutisare, influența vibrațiilor este mult mai mare în ceea ce privește gradul limită de ambutisare. Valorile obținute pentru diferite materiale sunt date în

tabelul 1.1. Gradele de deformare prezentate sînt mai mari decît acelea aferente ambutisării fără vibrații dar cu încălzirea semifabricatului

Tabelul 1.1./178/ și, ca urmare, utilizarea vibrațiilor la ambutisare este de preferat în anumite situații.

Materialul	Grosimea materialului (mm)	Indicii ambutisării				Majorarea gradului de deformare %
		În condiții obișnuite		Cu vibrații ( $a=12\mu\text{m}$ )		
		Grad de deformare	$\ln \frac{D}{d}$	Grad de deformare	$\ln \frac{D}{d}$	
Oțel	0,5	2,3	0,83	2,85	1,05	26,5
Aliaj de titan	0,6	1,96	0,67	2,28	0,82	22,4
Molibden.	0,5	1,86	0,62	2,15	0,77	24,2
Aliaj magneziu	0,6	-	-	2,52	0,92	-
Wolfram	0,2	-	-	1,82	0,61	-
Wolfram	1,5	-	-	1,70	0,53	-

Creșterea gradului limită la ambutisarea cu vibrații torsionale este cauzată de micșorarea forței de deformare și a tensiunii de curgere, reducerea întăririi părții frontale a semifabricatului, schimbarea favorabilă a direcției forțelor de frecare și creșterea eficacității ungerilor tehnologice. Folosind un sistem de acest gen, autorii au reușit, pentru viteze mici ale poansonului ( $v < 20 \text{ mm/min}$ ), ambutisarea unor aliaje de magneziu. În cazul introducerii vibrațiilor radial asupra plăcii de ambutisare, s-a constatat, de asemenea, creșterea gradului limită de ambutisare, mai puțin la aluminiu și cupru și, mai mult, la oțel. Secțiunea periculoasă, în care se observă ruperea, este constituită de zona 1 (fig.1.11) zonă ce nu intră în contact cu suprafața oscilantă a plăcii active. Ca urmare, reducerea întăririi, în această zonă, este mai mică, forța de rupere crește iar gradul de ambutisare se mărește. Experimental s-a constatat că, pentru oțelul inoxidabil, secțiunea periculoasă se găsește în zona 2 (fig.1.11).

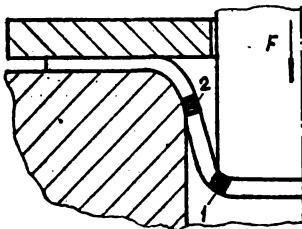


Fig.1.11. Amplasarea secțiunii periculoase în cazul ambutisării în prezența vibrațiilor radiale de înaltă frecvență /178/

Asupra forței și gradului de deformare - așa cum era de așteptat - au influențat dimensiunile sculelor: razele de rotunjire ale poansonului și plăcii de ambutisare. Autorii au stabilit, pe considerente de funcționare la rezonanță a sistemului os-

cilant, că, în cazul introducerii vibrațiilor longitudinale, raza relativă de rotunjire a plăcii de ambutisare  $r_{p1}/g$  are valori optime cuprinse între 4,5 și 5 față de 7 - în cazul unei ambutisări convenționale (fig.1.12 - 1 - ambutisare convențională; 2; 3; 4 - ambutisare cu vibrații cu amplitudinea de 8; 12; 16  $\mu\text{m}$ ). Cu valorile arătate gradul de deformare are valoarea admisibilă maximă. Situația se repetă în mod similar și pentru celelalte posibilități de activare.

În ceea ce privește raza relativă de rotunjire a poansonului, acesta nu are influență considerabilă asupra gradului de deformare limită.

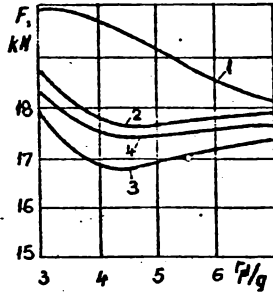


Fig. 1.12. Variația forței de ambutisare față de raza relativă a plăcii active în cazul oțelului /178/.

Autorii au studiat și eficiența ungerilor tehnologice și au constatat, indiferent de modul de introducere a oscilațiilor, micșorarea forței maxime de ambutisare și absența fenomenelor de distrugere a pieselor. Autorii au constatat corelația care există între forța statică de deformare și caracteristicile vibrațiilor utilizate la deformare. Astfel, pentru vibrații torsionale, într-un caz concret analizat, amplitudinea vibrațiilor a variat conform graficului din fig. 1.13 (1 - amplitudinea oscilațiilor sistemului neîncărcat; 2 - variația amplitudinii oscilațiilor - în timpul procesului de ambutisare; 3 - variația forței de ambutisare în funcție de cursa poansonului).

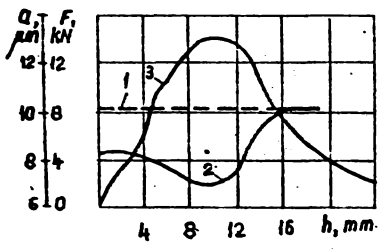


Fig. 1.13. Variația amplitudinii oscilațiilor torsionale de înaltă frecvență și a forței de ambutisare în funcție de cursa poansonului /178/.

Sarcina statică are influență și în cazul utilizării vibrațiilor longitudinale sau radiale, în sensul diminuării amplitudinilor vibrațiilor.

Repartizarea microdurităților pe înălțimea piesei ambutisate cu ajutorul vibrațiilor longitudinale, pentru o piesă din oțel, este prezentată în fig. 1.14

(a - cu placă activă vibratoare; 1 - cu vibrații; 2 - fără vibrații; b - cu poanson vibrator; 1' - 2' - 3' - cu vibrații cu timp de sonorizare; 4' - fără vibrații).

Studiul neuniformității deformației, în timpul ambutisării cu utilizarea vibrațiilor, au folosit două metode: prima, determinând schimbarea grosimii piesei și a doua - utilizând rețele de coordonate. Schimbarea grosimii pe înălțime este prezentată, în cazul unui oțel, în fig. 1.15 (I - în condiții obișnuite; II - cu utilizarea vibrațiilor). Se constată că subțierea în secțiunea periculoasă este mai mică în condițiile utilizării vibrațiilor și, ca urmare, sînt create condiții pentru deformarea mai uniformă. Tot pentru oțel, utilizând a doua metodă, au determinat deformațiile radiale  $\epsilon_r$ , tangențiale  $\epsilon_\theta$  și intensitatea deformației  $\epsilon$ , prezentate în fig. 1.16 (I - cu vibrații; II - fără vibrații). Se constată că deformația radială în secțiunea periculoasă în condiții obișnuite este mai mare decât

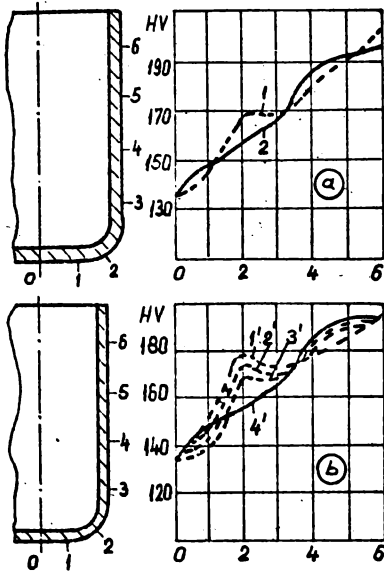


Fig.1.14.

Variația microdureții în piese ambutisate în prezența vibrațiilor longitudinale de înaltă frecvență /178/.

în cazul utilizării vibrațiilor. La fel și intensitatea deformației. Explicația constă în micșorarea forței de deformare în cazul utilizării vibrațiilor.

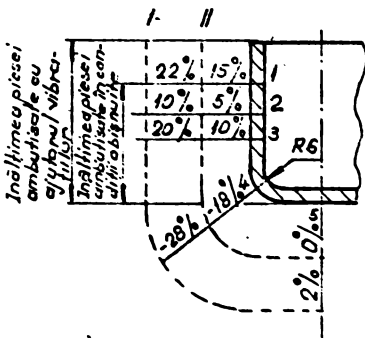


Fig.1.15. Variația grosimii peretelui piesei ambutisate în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență, pentru oțel /178/.

La ambutisarea cu oscilații torsionale, marginea superioară a pieselor este mai groasă comparativ cu ambutisarea obișnuită, ca urmare a faptului că tensiunile tangențiale sînt mai mari. În legătură cu tensiunile remanente de gradul II, în cazul vibrațiilor torsionale acestea sînt cu 35% mai mici decît cele din condiții obișnuite, și aceasta, ca urmare a ridicării temperaturii în partea frontală a semifabricatului. Legat de starea suprafețelor, rugozitatea s-a îmbunătățit foarte puțin.

Cercetări în domeniul ambutisării în prezența vibrațiilor, dar de joasă frecvență, s-au efectuat și în Polonia. J. Miśk și W. Zankiewicz în urma cercetărilor experimentale întreprinse /125/ au constatat scăderea forței de deformare (cu 30%) și a coeficientului de ambutisare (în medie cu 20% pentru diferitele dimensiuni ale semifabricatului).



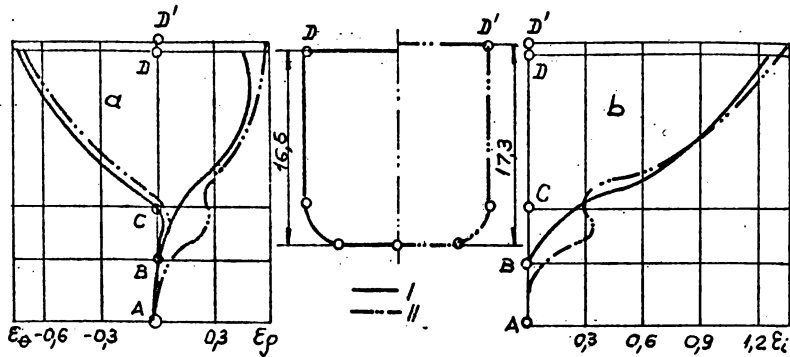


Fig.1.16.

Evidențierea deformațiilor radiale, tangențiale și intensitatea deformației în cazul ambutisării în prezența oscilațiilor longitudinale de înaltă frecvență, pentru oțel /178/.

În vederea optimizării procesului de ambutisare în prezența vibrațiilor au stabilit unele corelații între coeficientul de ambutisare și raza de rotunjire a plăcii active; acestea sînt prezentate comparativ cu corelațiile similare stabilite în cazul ambutisării convenționale (fig.1.17). Corelații asemănătoare au fost stabilite și între forța de deformare și raza de rotunjire a plăcii active. Tot în vederea optimizării procesului de deformare în prezența vibrațiilor a fost stabilită și legătura dintre forța de deformare și frecvența mișcării oscilatorii. Materialul din care au fost confecționate epruvetele în vederea experimentărilor au fost: tabla neagră și tabla zincată.

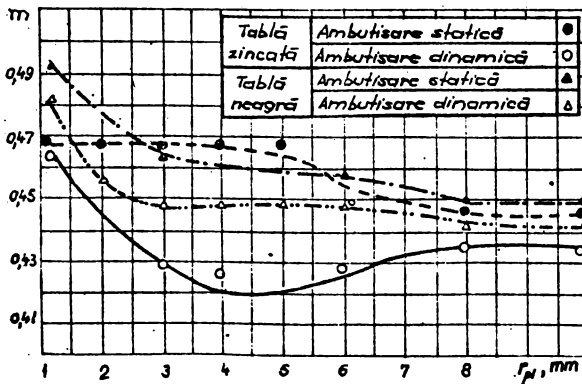


Fig.1.17.  
Varietia coeficientului de ambutisare în funcție de raza de rotunjire a plăcii active /125/.

Preocupări legate de ambutisarea asistată de vibrații de joasă frecvență a avut și L. Najewski. Acesta, în lucrarea /113/ face referință asupra forței de frecare care ia naștere în timpul procesului precum și asupra proprietăților materialului semifabricatului supus deformării. În aceeași lucrare este stabilit un model matematic al mișcării vibratorii pentru cazul antrenării în mișcare dinamică a plăcii active de către un vibrator cu mase inerțiale în mișcare de rotație(1.3):

$$m\ddot{x} + C_z \dot{x} + K_z x = F_0 \sin \omega t, \quad (1.3)$$

în care:

$F_0$  este forța oscilației forțate;

$m$  - masa vibratoare;

$K_z$  - coeficientul aferent rigidității structurii elastice.

La rîndul său,  $C_z$  este dat de relația (1.4):

$$C_z = \frac{4a \cdot \omega \cdot F_f}{2\pi v_s^2 + \pi a^2 \omega^2}, \quad (1.4)$$

în care:  $a$  este amplitudinea mișcării dinamice;

$F_f$  - forța de frecare;

$v_s$  - viteza statică de deplasare a poansonului.

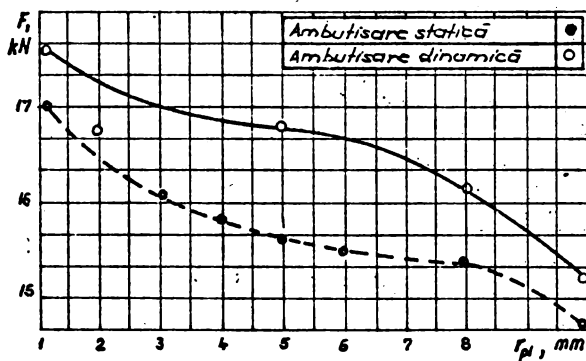


Fig.1.18.

Variația forței de deformare în funcție de raza de rotunjire a plăcii active /125/.

Forța dinamică maximă determinată cu relația (1.5):

$$F_{dmax} = m \cdot a \cdot \omega^2, \quad (1.5)$$

se recomandă a fi obținută cu ajutorul vibratoarelor mecanice sau hidraulice.

Pentru realizarea forței dinamice, literatura de specialitate conține numeroase variante constructive, dintre care în cazul deformării plastice prin ambutisare sînt de reținut cele mecanice / 3, 60, 202/ sau, mai numeroase, cele hidraulice /47, 81, 95, 99, 117, 119, 119, 120, 121, 138, 147, 153, 154, 196/.

O problemă cu totul aparte la ambutisarea în prezența vibrațiilor de joasă frecvență este aceea a antrenării în mișcare dinamică nu a elementelor active, ci a elementului de apăsare a semifabricatului /59, 101, 132/. Esența metodei constă în aceea că, pe parcursul desfășurării operației de ambutisare, elementul de apăsare a semifabricatului execută o mișcare vibratorie (pulsatorie) coaxială cu axa

matriței (fig. 1.19). În momentul inițial al ambutisării, elementul de apăsare 4 se află față de placa activă 2 la distanța  $f$  (fig. 1.19, a) și, ca urmare, odată cu deplasarea poansonului 3 și tragerea materialului în cavitatea plăcii active, flanșa semifabricatului 1 se ondulează (fig. 1.19, b). Urmează apoi deplasarea în jos, în paralel cu cursa poansonului, și a elementului de apăsare a semifabricatului. Sub acțiunea forței, dezvoltate de elementul de apăsare, ondulatia din flanșă este îndreptată (fig. 1.19, c).

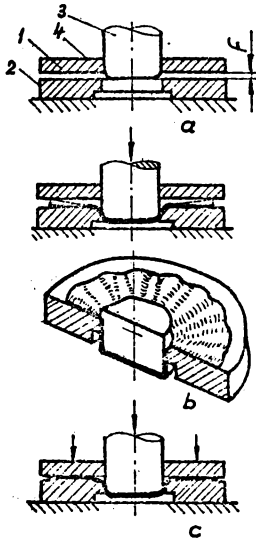


Fig. 1.19. Schema procesului de ambutisare vibratorie cu ondularea flanșei /181/.

Urmează ridicarea elementului de apăsare, urmată de o nouă ondulare a semifabricatului și, din nou, îndreptarea flanșei, în timp ce poansonul continuă să execute mișcarea principală de deformare. Cercetătorii sovietici care au colaborat la elaborarea acestei tehnologii, E.S. Sizov, V.D. Razumilov, S.A. Dorohin, A.G. Hlebnicov au obținut mărirea gradului de deformare, în cazul ambutisării cilindrice, de 2 ... 2,5 ori. Un alt avantaj al metodei îl constituie reducerea forței de deformare, deci și reducerea forței în secțiunea periculoasă, și aceasta ca urmare a faptului că, permițând formarea cutelor în flanșă este reclamată o forță mai mică decât în cazul ambutisării convenționale.

În schimb, forța de apăsare este mai mare de 3 ... 4 ori față de cazul ambutisării convenționale, și aceasta întrucât este necesară îndreptarea cutelor flanșei. Cercetătorii menționați au proiectat și realizat, pe baza acestui principiu, o presă specializată, într-o gamă de tipo-dimensiuni. Instalația face posibilă și încălzirea locală a semifabricatului, contribuind, prin aceasta, la creșterea și mai accentuată a gradului de deformare. Recent /59/ problema a fost reluată, pentru piese paralelipedice, de S.A. Dorohin în colaborare cu T.I. Vitvina și A.V. Tiulenev.

Pentru tehnologia amintită, în U.R.S.S., au fost deja brevete speciale pentru ambutisare care să fie montate pe prese obișnuite. Acestea fac posibilă vibrarea (pulsarea) elementului de apăsare fie cu ajutorul unui excentric, ce face parte componentă din sculă /164/, fie prin intermediul altor sisteme (de exemplu, hidraulice)

Ambutisarea tablelor cu vibrarea elementului de apăsare a fost cercetată și de japonezii T. Mori și Y. Uchida /80/. Aceștia au realizat o matriță de ambutisare a cărei reprezentare schematică este prezentată în fig. 1.20.

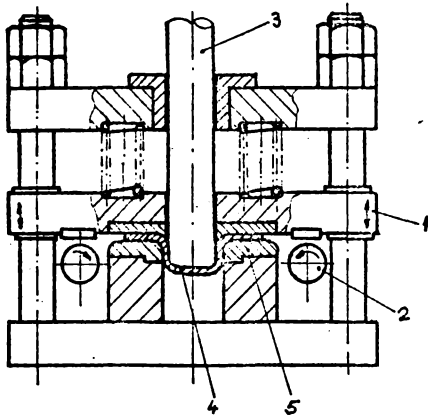


Fig.1.20. Matriță de ambutisare cu element de apăsare vibrator /129/.

Mișcarea dinamică a elementului de apăsare 1, în domeniul de frecvențe 10 ... 45 Hz, este realizată cu ajutorul camelor 2, aflate în mișcare de rotație. Mișcarea principală de deformare este asigurată de poansonul 3. Aceasta deformează semifabricatul 4 prin tragerea lui în cavitatea plăcii active 5. Autorii au constatat că solicitarea poansonului scade odată cu introducerea mișcării dinamice a elementului de apăsare; de asemenea, creșterea frecvenței mișcării dinamice a condus la aceeași constatare (fig.1.21).

Solicitarea poansonului se micșorează și cu scăderea vitezei statice de înaintare a acestuia (fig.1.22). În legătură cu diferența dintre solicitarea maximă și minimă a poansonului aceasta scade odată cu scăderea vitezei statice de deformare și cu creșterea frecvenței. Cercetătorii

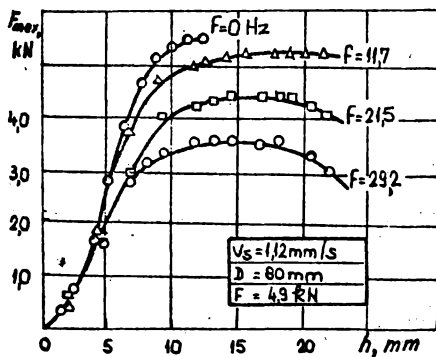


Fig.1.21. Relația dintre solicitarea maximă a poansonului și frecvența mișcării dinamice /129/.

demonstrate, în paralel, la Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara și Institutul de învățământ superior din Sibiu.

Gh. Savii, St. Rosinger, T. Iclănzan și V. Seiculescu (I.P. „T.V”) pe baza realizării prin autodotare a unor echipamente producătoare de vibrații de înaltă frecvență (mașini de prelucrat, generatoare și convertoare de ultrasunete de putere între 100 și 500 W) au abordat în ultimii ani cercetări experimentale privind utilizarea vibrațiilor de înaltă frecvență la deformarea plastică prin ambutisare/82,83/.

japonezi au constatat totodată o diminuare a subțierii materialului din zona periculoasă odată cu creșterea frecvenței mișcării dinamice; în ceea ce privește gradul de deformare acesta crește odată cu introducerea vibrațiilor și cu creșterea frecvenței. Au reușit obținerea unor grade de deformare cuprinse între 2,1... 2,4.

În țara noastră cercetările legate de ambutisarea tablelor asistată de vibrații, au fost

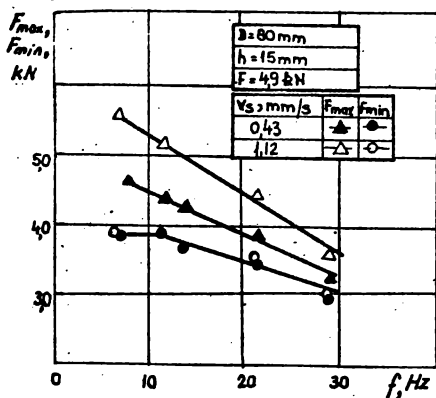


Fig.1.22.

Relația dintre solici-  
tarea poansonului și  
viteza statică /129/.

Încercările experimentale executate pe semifabricate din tablă de oțel și alamă, în prezența vibrațiilor de înaltă frecvență, au pus în evidență rezultatele privind scăderea forței de ambutisare în limitele 11 ... 28%, creșterea gradului de deformare între 6 ... 11%, însoțite de îmbunătățiri ale calității ambutisării.

La Institutul de învățământ superior din Sibiu, cercetările în domeniul ambutisării asistate de vibrații au început în anul 1973, an în care autorul prezentei lucrări și-a început perfecționarea postuniversitară prin doctorat. Pe parcursul anilor, singur sau în colaborare, a abordat probleme legate de comportarea tablelor de fabricație românească la deformarea plastică prin ambutisare /23/, scule pentru ambutisare și vibroambutisare /4, 28, 74, 126/ instalații și mașini pentru prelucrări prin ambutisare asistată de vibrații /25, 27, 105, 107, 134/ studii teoretice și experimentale privind starea de tensiuni și deformării, forța de deformare, microgeometria suprafeței, structura internă a materialului deformat în cazul vibroambutisării /26, 30, 32, 33, 34, 35, 36, 106, 135/. Cercetările au fost dirijate în vederea stabilirii influențelor pe care le are introducerea vibrațiilor întreținute de joasă frecvență în matrița pentru ambutisare, și aceasta, întrucât pentru domeniul frecvențelor joase (subsonice), literatura de specialitate, pe plan mondial, este săracă. S-a urmărit stabilirea eficienței antrenării în mișcare dinamică de joasă frecvență a elementelor active, în vederea transpunerii tehnologiilor aferente în producție, și aceasta, cu atât mai mult cu cât vibrațiile de joasă frecvență sunt mai ușor de obținut, instalațiile care le produc sînt mai ieftine și este mai ușor de lucrat cu ele. Metodologia de lucru abordată până și rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale proprii sînt exprimate în următoarele capitole.

## 2. CONTRIBUTII LA STUDIUL TEORETIC AL UNOR PROBLEME LEGATE DE AMBUTISARE SI VIBROAMBUTISARE

### 2.1. Modelarea matematică a fenomenului de întărire pentru unele oțeluri prelucrabile prinambutisare

Se cunoaște /57, 62, 66, 87, 191, 212/ că în timpul deformării plastice la rece apar o serie de modificări ale proprietăților fizico-mecanice. Aceste modificări, cunoscute sub denumirea de întărire (ecruisare), se manifestă prin creșterea proprietăților de rezistență, a limitei de curgere, de rupere, a durității materialului deformat în paralel cu scăderea proprietăților de plasticitate.

Analizată prin prisma teoriei dislocațiilor, întărirea se datorește /57, 191, 212/ frînării mișcării dislocațiilor de către bariere ce apar în timpul deformării plastice. Pentru continuarea deformării plastice este necesară învingerea rezistenței opuse de către aceste bariere și, ca urmare, tensiunea aplicată va trebui să fie mai mare. Odată cu creșterea gradului de deformare, crește și numărul barierelor și, implicit, rezistența opusă la mișcarea dislocațiilor. Totodată, aceste bariere constituind o frână în calea mișcării dislocațiilor, capacitatea de deformare plastică a oțelului se reduce, reducerea ce se amplifică odată cu creșterea gradului de deformare.

Tinând cont de modificările esențiale ale rezistenței metalelor în procesul deformării plastice la rece, fenomenul întăririi se impune a fi temeinic studiat. Studiul se poate efectua pe baza unor relații și a curbelor de întărire (curbe de curgere) trasate, în special, pe baza încercării la tracțiune monoaxială. Perechile de valori obținute, pentru forțe și lungirile corespunzătoare, în timpul încercării permit să se calculeze efortul unitar real de curgere și deformația specifică reală, cu relațiile:

$$\sigma_{\text{real}} = \frac{F}{S} \left[ \text{N/mm}^2 \right] ; \quad (2.1)$$

$$\epsilon_{\text{real}} = \ln \frac{L}{L_0} = \ln \frac{S_0}{S} = \ln (\epsilon + 1) , \quad (2.2)$$

în care:

- F este forța de deformare instantanee;
- $S_0$  - aria inițială a epruvetei;
- S - aria în momentul măsurării forței (aria instantanee);
- $L_0$  - lungimea inițială a epruvetei;

L - lungimea instantanee a epruvetei;

$\epsilon$  - deformația specială convențională

$$\left( \epsilon = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{A_0 - A}{A} \right).$$

Pe baza curbei caracteristice reale se determină: tensiunea reală la sarcina maximă, rezistența reală la rupere, alungirea reală la rupere, alungirea reală uniformă, alungirea reală locală la gâtuire /57/.

### 2.1.1. Studiul întăririi pe baza încercării la tracțiune monoaxială

Cu ajutorul acestei metode s-a determinat pe cale experimentală valoarea reală a eforturilor unitare pentru diferite grade de

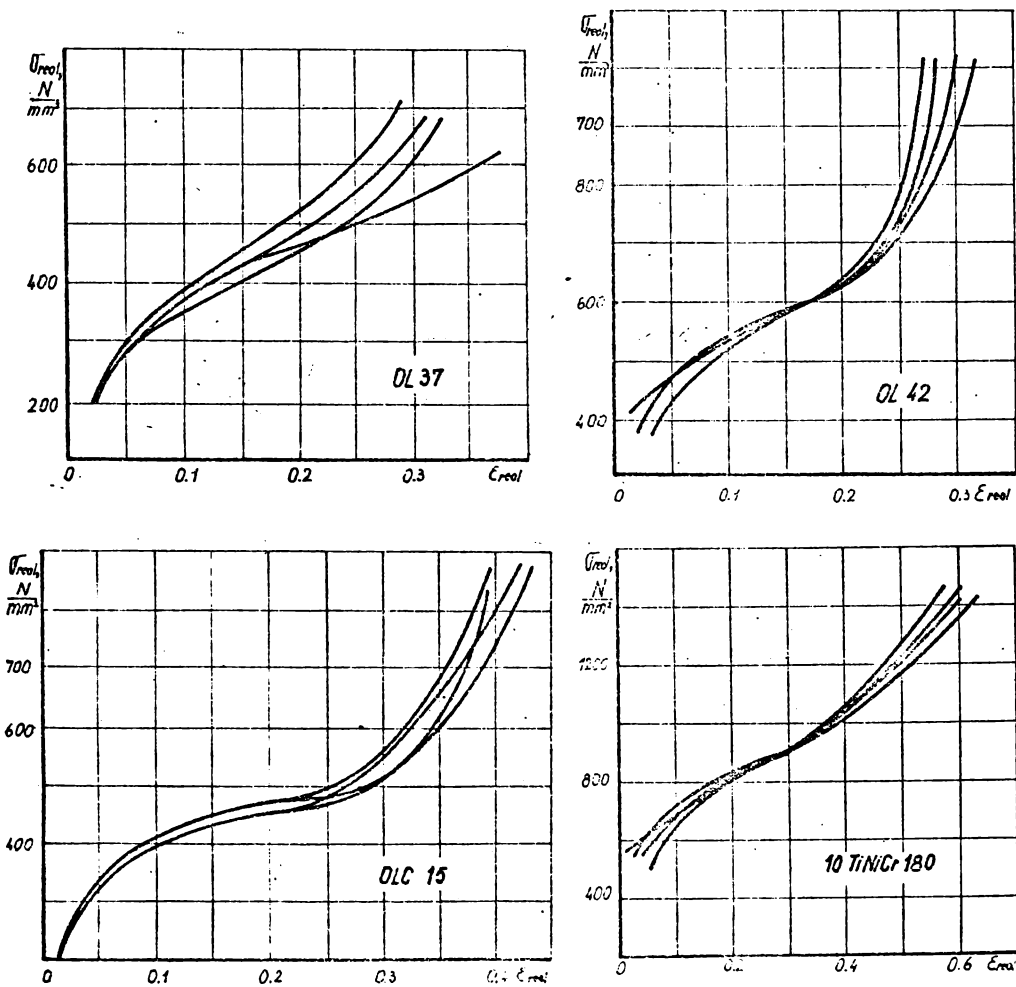


Fig. 2.1. Curbe de întărire la tracțiune pentru oțeluri-prelucrabile prin ambatisare.

deformare în cazul următoarelor oțeluri preluorabile prin ambutisare: OL 37; OL 42; OLC 15; 10 TMLGr 150.

În acest scop au fost confecționate epruvete proporționale normale cu secțiune dreptunghiulară pe baza recomandărilor STAS 200-75.

Încercările s-au desfășurat pe o mașină universală de încercări WPM - R.D.G. (100 kN) avînd clasa de precizie 0,5. Sarcina a fost aplicată progresiv, lent, fără șocuri.

Deformarea epruvetei a rezultat monoaxială și uniformă numai pînă în momentul apariției găturii, după care s-a produs o deformare spațială locală axial-simetrică. În final s-a produs ruperea.

În vederea stabilirii valorilor efortului unitar real și a deformației corespunzătoare folosind relațiile (2.1) și (2.2), au fost determinate mărimile forței, citite pe scala mașinii universale de încercări și ale lungimii instantanee a epruvetei, cu ajutorul unui extensometru Martens - Hesse. Datele experimentale au fost culese în condițiile unui proces continuu de deformare.

Rezultatele măsurărilor, pentru fiecare dintre oțelurile analizate, pe cîte patru epruvete, sînt prezentate în figura 2.1.

### 2.1.2. Utilizarea polinomului lui S.N.Bernstein în exprimarea matematică a curbelor de întărire

Dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$ ,  $-\infty < a < b < +\infty$ , se definește polinomul lui S.N.Bernstein, atașat funcției  $f$  pe intervalul  $[a, b]$ , de grad  $n$ , prin egalitatea:

$$\left( B_n^{[a, b]} f \right) (x) = \sum_{k=0}^n \binom{n}{k} \left( \frac{x-a}{b-a} \right)^k \left( \frac{x-b}{b-a} \right)^{n-k} f \left( a + \frac{k}{n} (b-a) \right), \quad (2.3)$$

în care:

$$\binom{n}{k} = \frac{n!}{k!(n-k)!} = \frac{n(n-1)(n-2) \dots (n-k+1)}{1 \cdot 2 \dots k}.$$

Cîteva dintre proprietățile acestui polinom [7, 110, 112, 158, 159] sînt cuprinse în propoziția:

a. Dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este continuă pe  $[a, b]$ , atunci:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} B_n^{[a, b]} f = f \text{ uniform pe intervalul } [a, b]. \quad (2.4)$$

b. Pentru orice  $n = 1, 2, \dots$ , se poate scrie

$$\left( B_n^{[a, b]} f \right) (a) = f(a), \quad \left( B_n^{[a, b]} f \right) (b) = f(b). \quad (2.5)$$



c. Dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este de două ori derivabilă și  $f''$  este continuă pe  $[a, b]$ , atunci există un punct  $\theta_x \in [a, b]$  astfel încît:

$$f(x) - (B_n^{[a, b]} f)(x) = - \frac{(x-a)(b-x)}{n} f''(\theta_x). \quad (2.6)$$

d. În cazul în care  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este o funcție convexă (concavă) atunci  $B_n^{[a, b]} f$  este, de asemenea, o funcție convexă (concavă) pe intervalul  $[a, b]$ .

e. Dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este convexă pe  $[a, b]$  atunci oricare ar fi  $n = 1, 2, \dots$ , se poate scrie:

$$(B_{n+1}^{[a, b]} f)(x) \leq (B_n^{[a, b]} f)(x), \quad x \in [a, b] \quad (2.7)$$

și

$$f(x) \leq (B_n^{[a, b]} f)(x), \quad x \in [a, b]. \quad (2.8)$$

f. Dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este concavă pe  $[a, b]$  atunci pentru  $n = 1, 2, \dots$

$$(B_{n+1}^{[a, b]} f)(x) \leq (B_n^{[a, b]} f)(x), \quad x \in [a, b] \quad (2.9)$$

și

$$f(x) \geq (B_n^{[a, b]} f)(x), \quad x \in [a, b]. \quad (2.10)$$

Aceste proprietăți exprimă următoarele:

- din (2.4) și (2.6) rezultă că  $B_n^{[a, b]} f$  constituie o exprimare a lui  $f$ ,  $f$  presupusă continuă. În plus, din (2.6) se constată că restul aproximației poate fi evaluat în cazul în care  $f''$  există și este continuă prin:

$$|f(x) - (B_n^{[a, b]} f)(x)| \leq \frac{(b-a)^2}{4n} M_2, \quad x \in [a, b], \quad (2.6')$$

în care  $M_2 = \max_{x \in [a, b]} |f''(x)|$ ; //10/;

- proprietatea b atestă faptul că  $B_n^{[a, b]} f$  interpolează funcția  $f$  la extremitățile intervalului  $[a, b]$  unde se conține aproximația;  
- din cele expuse la punctul d rezultă că  $B_n^{[a, b]} f$  conservă alura funcției //12, 159/;

- inegalitățile (2.7)... (2.10) permit informații redresoare la monotonică și rului  $(B_n^{[a, b]} f)(x)$  pe clase funcțiilor convexe (sau concave) //7/;

- se menționează că utilizarea lui  $B_n^{[a, b]} f$  a fost inițiată în lucrarea /205/.

În concluzie, dacă  $f : [a, b] \rightarrow \mathbb{R}$  este convexă pe  $[a, b]$  atunci termenii șirului  $B_n^{[a, b]} f$ ,  $n = 1, 2, \dots$  aproximează funcția  $f$  conform figurii 2.2, a, în timp ce dacă  $f$  este concavă a se vedea figura 2.2, b.

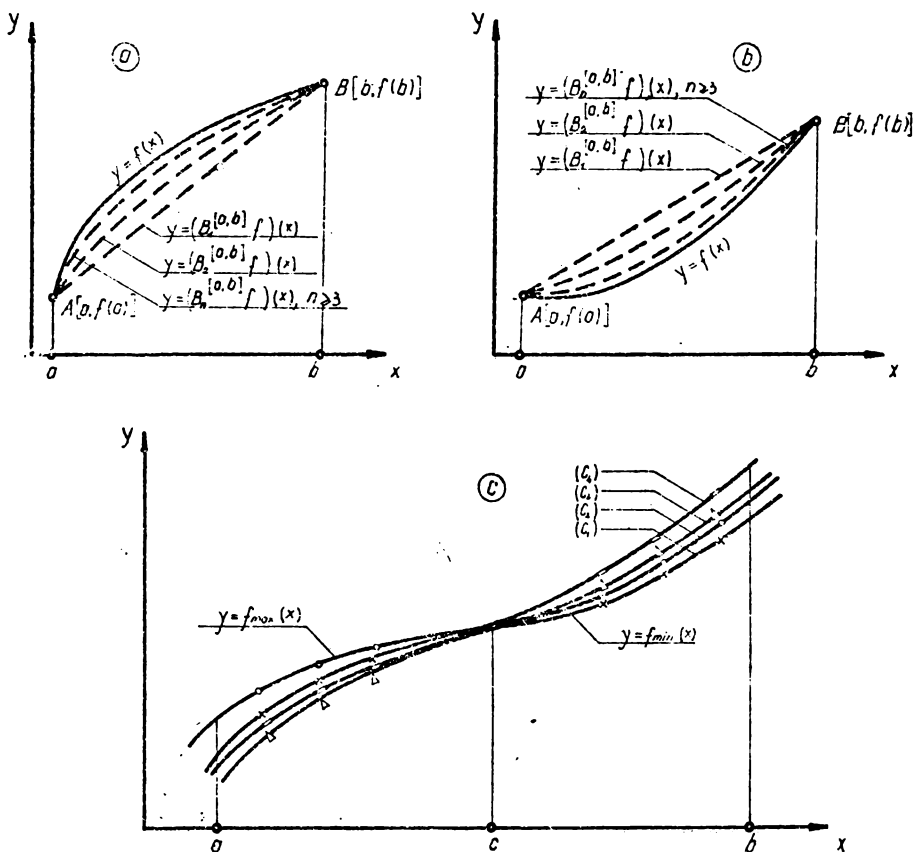


Fig.2.2. Aproximarea funcției  $f$  cu ajutorul polinomului lui Bernstein; a - funcție concavă; b - funcție convexă, c - funcție concav - convexă.

Dependențele  $\sigma_{real} = \sigma_{real}(\varepsilon_{real})$  pentru oțelurile analizate se prezintă sub forma generică din figura 2.2,c, adică concave pe  $[a, c]$  și convexe pe  $[c, b]$  în care  $a < c < b$  iar  $a, b$  s-au ales astfel încât în interiorul lui  $[a, b]$  să fie definite ordonatele la toate curbele în-cauză.

Se notează cu:

$$y = f_{max}(x), \quad x \in [a, c],$$

graficul lui  $(\sigma_2)$  restrâns la  $[a, c]$ ,

iar cu  $y = f_{min}(x), \quad x \in [c, b],$

funcția definită de graficul  $(\sigma_1)$  pe intervalul  $[c, b]$ .

Dacă  $y = f(x), \quad x \in [a, b]$ , va constitui un model al fenomenului studiat, atunci pe baza celor enunțate se consideră „modelul aproximativ” :

$$f(x) = \begin{cases} (B_n^{[a,c]} f_{\max})(x) & , x \in [a,c] ; \\ (B_n^{[c,b]} f_{\min})(x) & , x \in [c,b] , \end{cases} \quad (2.11)$$

în care  $n$  se va alege convenabil.

În cazul dependenței  $\bar{U}_{\text{real}} = \bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon_{\text{real}})$ , deci  $x = \varepsilon$ ,  $f(x) = \bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon_{\text{real}})$ , se alege  $n = 3$ . Pe baza acestor precizări s-au obținut următoarele funcții:

- pentru OL 37 :

$$\bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon) = \begin{cases} 4551,66 (-\varepsilon^3 - 0,72\varepsilon^2 + 0,537\varepsilon + 0,0335), & \varepsilon \in [0,02; 0,15] ; \\ 1079,8 (5\varepsilon^3 - 3,51\varepsilon^2 + 1,509\varepsilon + 0,2339), & \varepsilon \in [0,15; 0,36] . \end{cases} \quad (2.12)$$

- pentru OL 42 :

$$\bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon) = \begin{cases} 1714,7 (4\varepsilon^3 - 2,94\varepsilon^2 + 1,182\varepsilon + 0,2108), & \varepsilon \in [0,02; 0,2] ; \\ 5737 (8\varepsilon^3 - 3\varepsilon^2 + 0,456\varepsilon + 0,07194), & \varepsilon \in [0,2; 0,33] . \end{cases} \quad (2.13)$$

- pentru OLC 15 :

$$\bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon) = \begin{cases} 723,38(12\varepsilon^3 - 10,8\varepsilon^2 + 3,374\varepsilon + 0,2032), & \varepsilon \in [0,02; 0,26] ; \\ 2035,4(4\varepsilon^3 + 0,96\varepsilon^2 - 1,05\varepsilon + 0,3835), & \varepsilon \in [0,26; 0,43] . \end{cases} \quad (2.14)$$

- pentru 10 Ti Ni Cr 130:

$$\bar{U}_{\text{real}}(\varepsilon) = \begin{cases} 569,96(9\varepsilon^3 - 8,85\varepsilon^2 + 4,4331\varepsilon + 0,4487), & \varepsilon \in [0,01; 0,27] ; \\ 273,26(7\varepsilon^3 + 0,27\varepsilon^2 + 1,917\varepsilon + 1,7327) & \varepsilon \in [0,27; 0,6] . \end{cases} \quad (2.15)$$

### 2.1.3. Program de calcul pentru evaluarea numerică a fenomenului de întărire

În cazul  $n = 3$ , pentru a ușura calculul lui  $f(x)$ , pentru  $x \in [c,b]$  s-a alcătuit un subprogram de tip subrutină numit SIGMAEPS (A, B, C, X, K, D, X, F, W) în care A, B, C, X, K, D, X, F, W constituie parametrii de intrare, iar F este parametrul de ieșire. Descrierea parametrilor este următoarea:

PARAMETRII INPUT:

KØD = variabilă întreagă care ia una din valorile 1, 2, 3, 4 și care indică tipul epruvetei,  
adică: KØD1, indică oțelul OL 37;  
KØD2, indică oțelul OL 42;  
KØD3, indică oțelul OLC 15;  
KØD4, indică oțelul 10TiNiCr 180.

A, B, C = masive de dimensiune 4 care includ extremitățile a, b, c ale intervalelor din figura 2.2, c în patru situații (vezi stările lui KØD).

$Y = \{ Y(KØD, 1), Y(KØD, 2), Y(KØD, 3), Y(KØD, 4), Y(KØD, 5), Y(KØD, 6), Y(KØD, 7) \}$  reprezintă valorile ordonatelor, respectiv în punctele:

$$\bar{x}_k = A(KØD) + \frac{k-1}{3} [C(KØD) - A(KØD)], \quad k = 1, 2, 3, 4,$$

citite pe curba generată de funcția:

$$y = f_{\max}(x) \text{ sau } y = f_{\min}(x), \quad \text{pentru } k = 5, 6, 7,$$

în punctele:

$$\bar{x}_j = C(KØD) + \frac{j}{3} [B(KØD) - C(KØD)].$$

x = un punct situat în intervalul

$$[A(KØD), B(KØD)];$$

W = {W(1), ..., W(4)} - masiv de lucru.

PARAMETRUL ØUPTUP

F = valoarea lui F(x), vezi (2.11), pentru n = 3 și  
x = X

Datele de intrare ale programului sînt preluate din figura 2.1. El este organizat în jurul subrutinei SIGMAEPS a cărei schemă logică de calcul este prezentată în figura 2.3.

Prin rularea programului și reprezentarea grafică a rezultatelor au fost obținute curbele de întărire, aferente oțelurilor analizate, ridicate pe cale teoretică, cu ajutorul polinomului lui S.N. Bernstein. Acestea se încadrează cu fidelitate în plașa cuprinsă între curbele de întărire obținute pe cale experimentală și pot fi considerate ca reprezentative pentru estimarea monomului de întărire a metalelor în timpul deformării plastice.

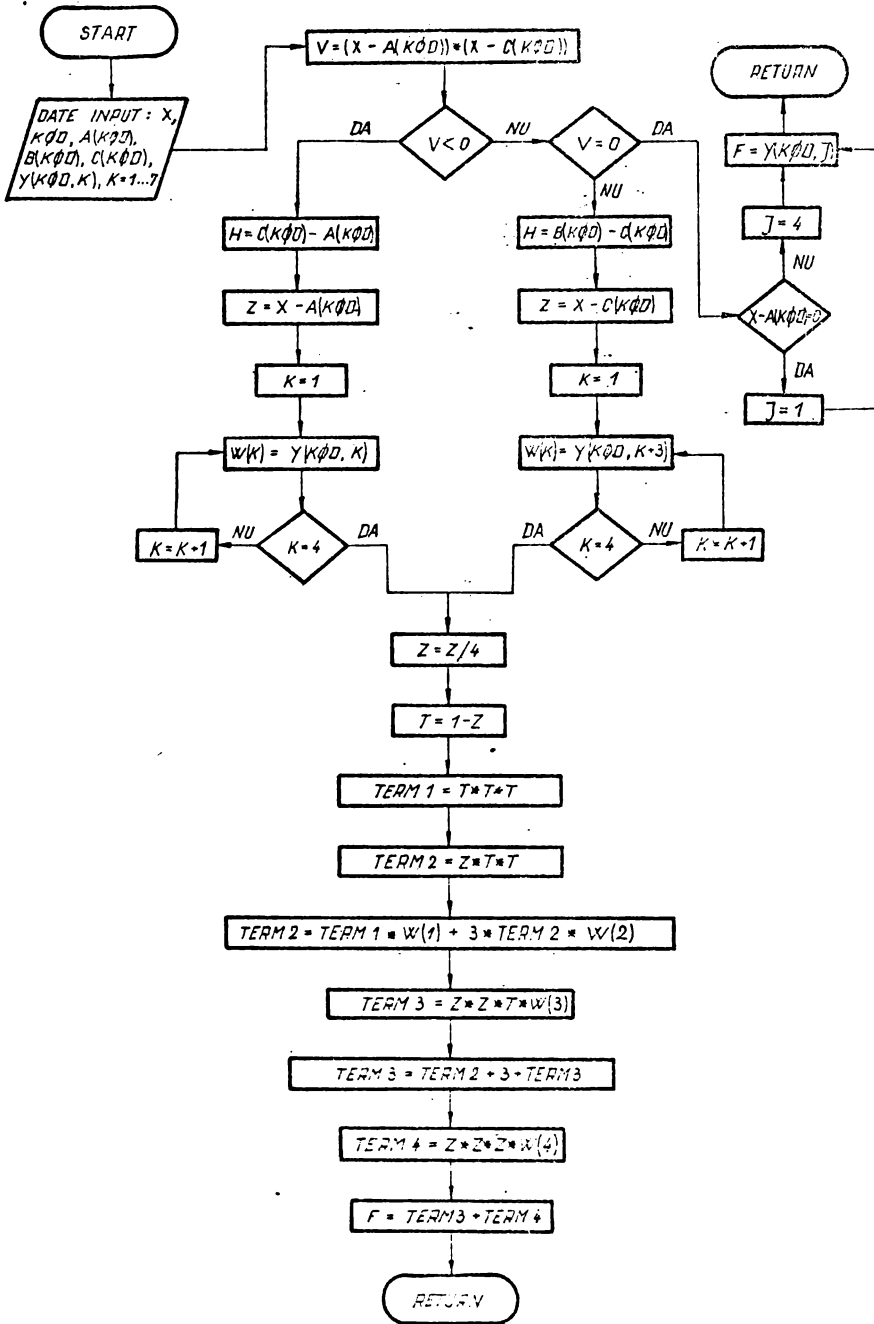


Fig. 2.3. Schema logică a subprogramului SIGMEPS.

2.2. Studiul stării de tensiuni și deformații în matrița de ambușare folosind metoda elementelor finite

## 2.2.1. Conceptul de element finit și modelul său matematic

Conceptul care stă la baza metodei este cel al discretizării conform căruia un corp continuu este împărțit în elemente mai mici, pentru a fi studiat, iar după asamblarea elementelor componente să se regăsească proprietățile întregului. Pentru a atinge însă acest final este necesar să se parcurgă o serie de etape elementare, sau de pași, în următoarea succesiune:

a. Selectarea și alegerea configurației elementului finit.

În această etapă se procedează la divizarea corpului de studiat în elemente mai mici. Problemele care se pun sînt cum anume se aleg aceste elemente și cîte astfel de elemente se aleg. Configurația elementului finit este funcție de configurația corpului care se studiază, putînd fi utilizate elemente unidimensionale plane (triunghiuri sau patrulatere) sau spațiale (hexaedre). Se pune, de asemenea, problema descrierii corecte a limitelor neregulate ale corpului ceea ce poate fi făcut cu ajutorul a mai multor segmente de dreaptă, sau cu funcții polinomiale de grad corespunzător. Elementele de bază ale unui element finit sînt:

- punctele nodale - punctele de intersecție ale laturilor elementelor;
- interfețele elementului - linii sau plane nodale;
- punctele nodale adiționale - punctele ce aparțin laturilor sau planelor nodale și sînt necesare în calculele ce intervin pe parcursul metodei.

La acest nivel este folositor să se introducă conceptul de sistem de coordonate local sau elementar, față de care se caracterizează fiecare element în parte. Folosirea sistemului local ușurează derivările și este economică.

b. Stabilirea modelelor de aproximare și a funcțiilor de aproximare.

Se urmărește găsirea distribuției efectului, notat cu  $u$  pe întreg domeniul  $D$ . Discretizarea domeniului  $D$  s-a produs și o discretizare a variației efectului  $u(x, y)$  pe fiecare element. Pentru a descrie variația efectului pe element se consideră ca sîntori un model pentru distribuția cantității necunoscute, iar punctele nodale se folosesc ca puncte strategice pentru scrierea funcției de interpolare care caracterizează modelul. Sînt notate funcțiile de interpolare cu  $N_i$ , iar valorile necunoscutele în punctele nodale cu  $u_i$ , se poate exprima variația efectului pe întreg domeniul funcție de  $N_i$  și  $u_i$ , astfel:

$$U = \sum_{i=1}^n u_i \cdot N_i, \quad (2.16)$$

în care:  $n$  este numărul de grade de libertate ale elementului.  
Funcțiile  $N_i$  se aleg sub forma unei serii polinomiale sau trigonometrice.

La acest nivel se introduce conceptul de element izoparametric, care este un element pentru care se utilizează aceleași funcții (sau similare) atât pentru descrierea efectului  $N_i$ , cât și pentru descrierea coordonatelor.

c. Stabilirea legilor și dependențelor care guvernamentează comportarea corpului

Acestea se stabilesc funcție de natura problemei. Astfel, pentru problema tensiune - deformăție în domeniul elastic se folosește legea lui Hooke:

$$\bar{\sigma} = E \cdot \bar{\epsilon}. \quad (2.17)$$

d/ Stabilirea ecuațiilor pentru un element generativ

Pentru stabilirea ecuațiilor se utilizează metoda energilor, metodă care se bazează pe determinarea stărilor stabile ale corpului cărora le corespunde o valoare staționară (minim, maxim sau punct de inflexiune) a funcției energetice  $F$ . Deci, ecuația care trebuie rezolvată este:

$$\frac{dF}{dx} = 0. \quad (2.18)$$

Deci  $F$  este energia potențială a unui corp, metoda este a potențialului staționar:

$$F = \bar{\Pi}_p = U + \bar{W}_p, \quad (2.19)$$

în care:  $U$  este energia internă;

$\bar{W}_p$  - energia exprimată sub formă de lucru mecanic staționar.

Condiția de minimizare conduce la:

$$\delta \bar{\Pi}_p = 0; \quad (2.20)$$

$$\bar{\Pi}_p = \bar{\Pi}_p(u_1, \dots, u_n), \quad (2.21)$$

de unde rezultă ecuațiile în  $\mu_1 \dots \mu_n$ :

$$\frac{\partial \bar{\Pi}_p}{\partial u_i} = 0; \quad i = \overline{1, n}. \quad (2.22)$$

Se obține deci, un set de ecuații simultane ca urmare a impunerii unor condiții și respectării legii generale care guvernează comportarea corpului. Aceste ecuații se obțin pentru un element generic și pot fi scrise sub forma:

$$[k] \cdot \{q\} = \{Q\}, \quad (2.23)$$

în care:  $[k]$  este matricea de rigiditate a elementului;

$\{q\}$  - vectorul deplasării nodale;

$\{Q\}$  - vectorul forțelor în punctele nodale.

e. Asamblarea ecuațiilor pe întreaga structură

Procesul de asamblare se bazează pe legea compatibilității sau a continuității și presupune impunerea condițiilor limită care să permită ecuațiilor să descrie comportarea în ansamblu a corpului.

Aceste condiții limită sînt de două tipuri:

- condiții limită esențiale, geometrice sau forțate, care impun anumite valori pentru necunoscute în anumite puncte;

- condiții limită naturale, care impun valori pentru derivatele necunoscutelor.

În plus față de acestea, se impun și condiții de continuitate, condiții ce impun ca valoarea necunoscutei în punctele comune ale elementelor să fie aceeași.

În urma asamblării și impunerii condițiilor de continuitate se obține ecuația matricială pe întreaga structură:

$$[k] \cdot \{r\} = \{R\}, \quad (2.24)$$

în care:  $[k]$  este matricea de rigiditate de ansamblu;

$\{r\}$  - vectorul de ansamblu al necunoscutelor în punctele globale;

$\{R\}$  - vectorul de ansamblu al forțelor în punctele nodale.

Ecuația (2.9) urmează să fie modificată astfel încît să fie satisfăcute și condițiile esențiale, ea devenind:

$$[\bar{k}] \cdot \{\bar{r}\} = \{\bar{R}\}. \quad (2.25)$$

f. Soluționarea necunoscutelor primare

Etaea constă în găsirea valorilor necunoscutelor în punctele nodale prin rezolvarea sistemului matricial rezultat la pasul următor. Rezolvarea poate fi făcută prin metoda eliminării, a lui Gauss sau diverse metode iterative (Jacobi, Gauss - Siedel etc). Cantitățile primare sînt cele care apar ca prime cantități căutate.

g. Soluționarea necunoscutelor secundare (auxiliare)

Acestea rezultă direct din necunoscutele primare aplicînd legea ce guvernează problema tratată (exemplu: valoarea tensiunii rezultată din cea a deformației prin legea lui Hooke).

h. Interpretarea rezultatelor

Rezultatele sînt obținute sub formă tipărită de calculator. Ele urmează a fi tabelate sau transpuse în diagrame.



### 2.2.2. Programul de calcul SAP 2 și utilizarea sa în studiul stării de tensiuni și deformații din matrița de ambutisare

Programul de calcul SAP 2 este o variantă adaptată pe calculatorul Felix C 256 pentru A GENERAL STRUCTURAL ANALYSIS PROGRAM elaborat de profesorul Eduard L. Wilson, în 1971, la Universitatea Berkley din California - S.U.A. Programul, utilizând elemente de bază, elemente plane (spațiale) sau elemente de margine, assemblează matricile de rigiditate ale fiecărui element într-o matrice bandă cu lățime de bandă constantă, așa încît nu trebuie ca întreaga structură să încapă în memoria centrală. Programul este organizat în jurul subrutinei de rezolvare a sistemului de ecuații deoarece în momentul rezolvării este nevoie de cea mai mare memorie. Este, deci, necesară utilizarea memoriei externe mai lente a calculatorului, adică a fișelor de discuri magnetice pe care să se scrie toate datele care nu sînt necesare la un moment dat dar de care este nevoie mai tîrziu. Din acest motiv, programul folosește șase fișiere, și anume:

- pentru memorarea matricii tensiune - deformație;
- pentru memorarea matricii de rigiditate a elementului;
- pentru memorarea temporară (fișier de rezervă);
- pentru memorarea matricii de rigiditate a structurii și a vectorului încărcării totale;
- pentru memorarea temporară;
- pentru memorarea condițiilor limită și ale multiplicatorilor de sarcină.

Programul utilizează 22 de subrutine care împreună cu programul principal conțin aproximativ 1500 instrucțiuni FORTRAN. Are o concepție modulară, putînd fi dezvoltat prin adăugarea mai multor tipuri de elemente finite, sau segmentat în mod corespunzător.

Programul este realizat pe baza următoarelor ipoteze:

- a. Elementele finite sînt interconectate numai la noduri;
- b. Forțele exterioare date și cele de legătură sînt concentrate la noduri;
- c. Deplasările și deformațiile în orice punct al unui element se exprimă în mod unic în funcție de deplasările nodurilor;
- d. În interiorul elementelor, tensiunile se exprimă prin intermediul deformațiilor în funcție de deplasările nodurilor.

Programul SAP 2 a fost utilizat pentru analiza stării de ten-

siuni și deformații în elementele active aferente matriței de ambu-  
tizare. Pentru aceasta, structurile reale ale poansonului și plăcii  
de ambuțizare au fost discretizate în structuri idealizate în spațiu,  
folosind elemente solide tridimensionale cu 8 noduri având 24 grade  
de libertate. Transmiterea solicitării de la poanson la placa activă  
s-a realizat printr-un mediu elasto-plastic a cărui structură reală  
a fost în același mod discretizată în structuri idealizate în spațiu.  
În urma discretizării sistemului, au rezultat în total 294 noduri,  
144 elemente paralelipipedice de tipul 5 și 45 elemente de margine de  
tipul 7.

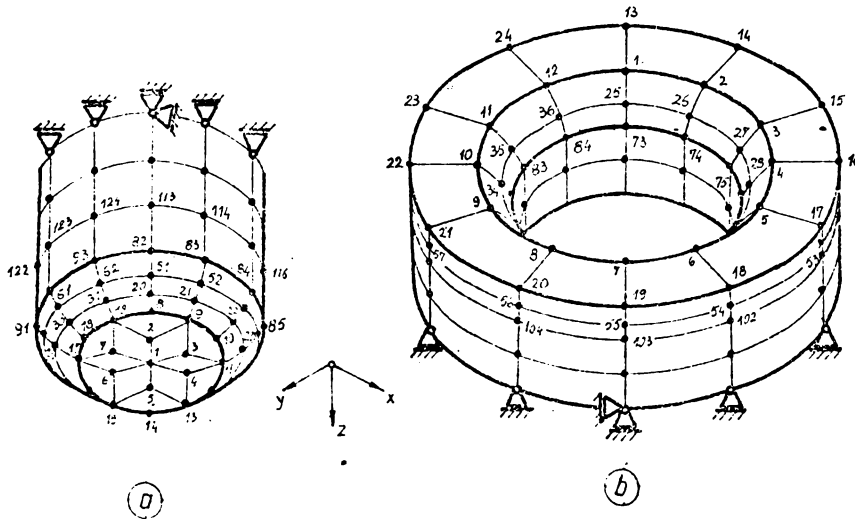


Fig.2.4. Modul de discretizare și de rezemare a poansonului și plăcii de ambuțizare.

Modul de discretizare și rezemare a poansonului matriței de ambuțizare este prezentat în figura 2.4,a, iar a plăcii active în figura 2.4,b.

Structura programului utilizat, cu subrutinele aferente și datele de intrare, pentru poanson și placa activă sînt prezentate în figura 2.5,a;b. Numărul de noduri și elemente spațiale în care a fost discretizată structura sistemului considerat a condus la o matrice de rigiditate care să țină cont de particularitățile calculatorului Felix C.256.

Ținînd seama de condițiile concrete de solicitare prin datele introduse nodurilor corespunzătoare, din programul utilizat rezultă deformațiile specifice precum și tensiunile aferente celor trei direcții ale axelor de coordonate. Direcțiile axelor rectangulare x,y,z s-au ales în modul următor:

- axele x și y sînt situate în planul orizontal aferent părții superioare a plăcii active;

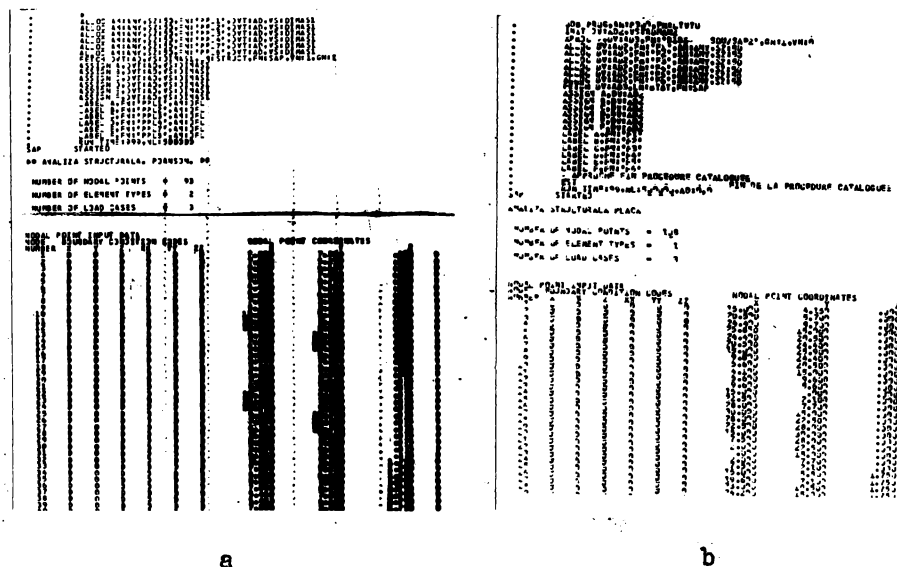


Fig.2.5. Datele de intrare ale programului SAP 2 pentru poanson (a) și placa activă (b).

- axa z, perpendiculară pe planul format de celelalte două, este coliniară cu axa matriței.

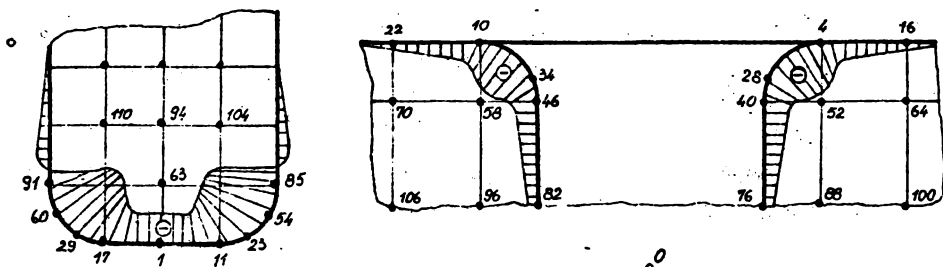
Programul listează, de asemenea, tensiunile principale corespunzătoare stării spațiale de tensiune determinate.

Pe baza valorilor listate de calculator s-au prezentat diagramele de variație a tensiunilor pentru poanson, respectiv placa activă

$\sigma_x \approx \sigma_y$  (fig.2.6,a),  $\sigma_z$  (fig.2.6.b) și  $\sigma_{min}$  (fig.2.6.c). Se precizează că a fost indicată tensiunea principală minimă întrucât aceasta reprezintă valoarea maximă, în modul, a stării de solicitare a elementelor active analizate. Aferent stării de tensionare, în figura 2.7 este prezentată starea de deformare a elementelor active pentru  $\epsilon_x \approx \epsilon_y$ , trasată în planul xoz.

În urma analizării diagramele prezentate se confirmă faptul că zonele de racordare ale poansonului și plăcii active sînt cele mai solicitate în timpul desfășurării operației de ambutisare; ca urmare, și modificările geometrice ale acestor zone sînt mai mari în comparație cu cele ale zonelor învecinate. Potrivit, deformările, ca de altfel și tensiunile care le generează, sînt foarte mici și aceasta întrucît, în cazul sculelor utilizate în deformarea plastică, principala condiție care trebuie respectată este condiția de rigiditate, condiție care implică o precizie mică a deformațiilor.

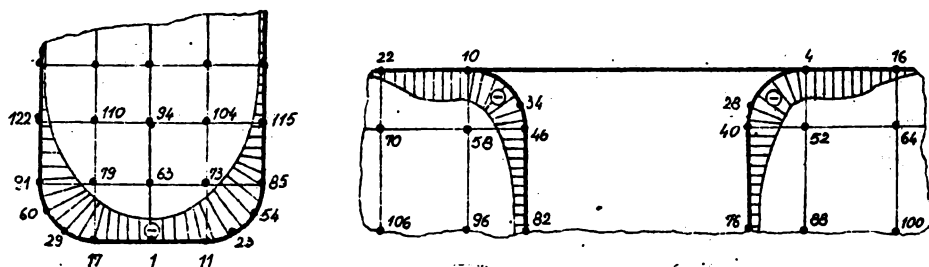
În concluzie se poate afirma că aplicarea metodei elementelor



Scara tensiunii normale  $\sigma_x$

$$K_{\sigma_x} = \frac{1 \text{ N/mm}^2}{1 \text{ mm}}$$

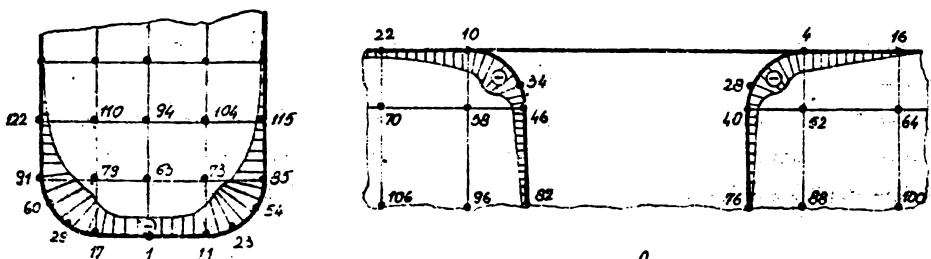
(0)



Scara tensiunii normale  $\sigma_x$

$$K_{\sigma_x} = \frac{7 \text{ N/mm}^2}{1 \text{ mm}}$$

(b)



Scara tensiunii principale minime  $\sigma_{min}$

$$K_{\sigma_{min}} = \frac{10 \text{ N/mm}^2}{1 \text{ mm}}$$

(c)

Fig.2.6. Variația tensiunilor în elementele active ale mașinii de ambutisare.

finite la studiul matriței de ambutisare completează cunoștințele privitoare la mărimea și dispunerea tensiunilor precum și a defor-

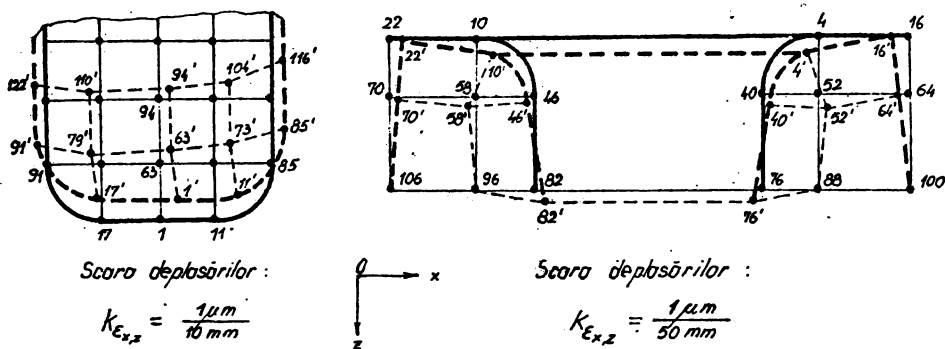


Fig.2.7. Structura deformată a elementelor active aferente matriței de ambutisare.

mațiilor aferente. Utilizarea metodei conduce la identificarea zonelor cele mai solicitate, zone în care este utilă o analiză mai profundă a mărimii tensiunilor, a modului în care sînt distribuite precum și a posibilităților de îmbunătățire a rezistenței elementelor active la solicitările produse în urma aplicării forței de deformare.

### 2.3. Studiul posibilităților de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare

Posibilitățile de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare sînt multiple; la acestea se adaugă posibilitățile de introducere a mișcării statice de deformare. O studiere, în vederea sistematizării multitudinii de posibilități ce rezultă în urma suprapunerii peste mișcarea statică de deformare a unei mișcări dinamice, se impune a fi efectuată pe baza unei metode de cercetare științifică. O astfel de metodă care să facă posibilă sintetizarea a cît mai multe cunoștințe și, în același timp, să lase disponibile cîi și mijloace pentru apariția unor noi idei și soluții este metoda de creativitate.

Creativitatea în sensul cel mai larg al cuvîntului, înseamnă aptitudinea intelectuală de a permite o idee originală, a descoperi un principiu nou sau o soluție originală la o problemă dată, prin combinarea imprevizibilă a unor informații disparate privind fenomene, procese, obiecte sau atribute ale acestora, în cadrul unui nou aranjament.

Pentru scopul propus, a fost folosită ca metodă de creativitate metoda matricilor de descoperire întrucît stimulează imaginația prin prezentarea și tratarea diverselor date și informații din planul real al problemei, într-o formă analitică, prestabilă.

S-a utilizat o matrice construită pe baza a două liste. Fiecare element (căsuță) a matricei ilustrează, în principiu, o corelație

potențială dintre două informații înscrise în tabel, iar în măsura în care unele din aceste căsuțe rămân necompletate, nemarcate (întrucât nu reflectă pe baza cunoștințelor existente interacțiunii cunoscute), înseamnă că este vorba de corelații încă nestabilite, a căror problemă creativă poate conduce la descoperiri neașteptate.

Intrucât deformarea plastică prin ambutisare a materialului se poate produce ca urmare a mișcării relative dintre poanson și placa activă, s-a format o matrice avînd o listă ce reprezintă mișcărilor pe care le poate face, teoretic, poansonul și o altă listă, mișcărilor pe care le poate face, teoretic, placa activă.

Mișcărilor elementare (sau primare) care pot fi executate de elementele active ale matriței de ambutisare sînt:

- translație, T;
- rotație, R;
- mișcare vibratorie
  - axială (vibrații axiale)  $V_a$ ;
  - torsională (vibrații torsionale)  $V_t$ ;
  - radială (vibrații radiale)  $V_r$ .

Aceste mișcări pot fi însă aplicate și combinate : cîte două rezultînd  $\binom{5}{2} = 10$  combinații; cîte trei, rezultînd  $\binom{5}{3} = 10$  combinații, cîte patru, rezultînd  $\binom{5}{4} = 5$  combinații și cîte cinci, rezultînd  $\binom{5}{5} = 1$  combinație. Pe lângă aceste posibilități există și situația în care poansonul sau placa să fie fixe.

Posibilitățile enunțate sînt cuprinse în matricea ideilor prezentată în figura 2.8.

În totalul de  $32^2$  posibilități sînt cuprinse, în primul rînd, posibilitățile cunoscute de ambutisare convențională (căsuțele notate cu C), iar apoi multitudinea de posibilități necunoscute încă (căsuțele libere) din analiza cărora pot rezulta o serie de noi procedee tehnologice și care cer a fi cercetate. Mai sînt cuprinse, în matricea ideilor, posibilități tehnice posibile dar nedorite (căsuțele hașurate orizontal). În această categorie sînt incluse posibilitățile considerate cercetate și eliminate, în care ambele elemente active efectuează în paralel, pe parcursul desfășurării operației de ambutisare (vibroambutisare), mișcarea statică de deformare. De asemenea, în matricea ideilor, mai sînt cuprinse și posibilități constatate a fi din punct de vedere tehnic, imposibile (căsuțele dublu hașurate). Se încadrează aici toate acelea care nu au inclus mișcarea de translație, mișcare absolut necesară desfășurării oricărei operații de deformare.

Matricea ideilor a condus, prin urmare, la stabilirea unui număr de 362 soluții complet neutilizate în practică și care au,

în afară de două ( 2III; 3II), o caracteristică comună și anume aceea că utilizează în procesul de ambutisare mișcarea dinamică a elementelor active.

Din analiza celor 362 de posibilități se constată că unele dintre ele conțin și mișcarea de rotație a elementelor active. Deci, pe lângă mișcarea de translație, elementele active ar urma să execute și o mișcare de rotație. Analiza introducerii acestei mișcări de rotație nu se încadrează în obiectul urmărit în prezentul studiu (introducerea vibrațiilor în matricea de ambutisare) și, ca urmare, posibilitățile care o conțin se elimină.

La alcătuirea matricii ideilor s-au avut în vedere atât vibrațiile de joasă frecvență cât și vibrațiile de înaltă frecvență. Acestea din urmă nu constituie însă obiectul studiului abordat în prezenta lucrare. Ca urmare, în matricea ideilor trebuie eliminate acele posibilități care includ introducerea de mișcare vibratorie radială (specifică numai vibrațiilor de înaltă frecvență, ca urmare a amplitudinii acestora de ordinul micronilor și care nu influențează jocul între elemente active).

Mișcare poanson Mișcare placă activă		Mișcare																																		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32			
		F	T	R	v	v	v	T	T	T	R	R	R	v	v	v	v	T	T	T	R	R	R	v	T	T	T	T	T	T	R	R	R	v	R	
I	F		C																																	
II	T	C																																		
III	R																																			
IV	v																																			
V	v																																			
VI	v																																			
VII	T;R																																			
VIII	T;v																																			
IX	T;v																																			
X	T;v																																			
XI	R;v																																			
XII	R;v																																			
XIII	R;v																																			
XIV	v;v																																			
XV	v;v																																			
XVI	v;v																																			
XVII	T;R;v																																			
XVIII	T;R;v																																			
XIX	T;R;v																																			
XX	R;v;v																																			
XXI	R;v;v																																			
XXII	R;v;v																																			
XXIII	v;v;v																																			
XXIV	T;v;v																																			
XXV	T;v;v																																			
XXVI	T;v;v																																			
XXVII	T;R;v;v																																			
XXVIII	T;R;v;v																																			
XXIX	T;R;v;v																																			
XXX	T;v;v;v																																			
XXXI	R;v;v;v																																			
XXXII	T;R;v;v;v																																			

Fig.2.8.  
Matricea  
ideilor.

Pe baza soluțiilor rămase în urma analizei făcute s-a construit o nouă matrice cu două liste (fig.2.9). Si aici, o listă cuprinde mișcările pe care le poate face, teoretic, poansonul și cealaltă listă, mișcările pe care le poate face, teoretic, placa activă. Matricea cuprinde soluții tehnic posibile (căsuțele ocupate), soluții tehnic imposibile (căsuțele hașurate în dublu sens) și soluții tehnic posibile, dar nedorite (căsuțele hașurate orizontal). Cele 30 de

mișcare măș. poan- son activă		1	2	3	4	5	6	7	8
		F	T	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{4}$	$T+\frac{1}{6}$	$T+\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}+\frac{1}{4}$	$T+\frac{1}{6}+\frac{1}{4}$
I	F	diagonal	occupied	diagonal	diagonal	occupied	occupied	diagonal	occupied
II	T	occupied	empty	occupied	occupied	empty	empty	occupied	empty
III	$\frac{1}{6}$	diagonal	occupied	diagonal	diagonal	occupied	occupied	diagonal	occupied
IV	$\frac{1}{4}$	diagonal	occupied	diagonal	diagonal	occupied	occupied	diagonal	occupied
V	$T+\frac{1}{6}$	occupied	empty	occupied	occupied	empty	empty	occupied	empty
VI	$T+\frac{1}{4}$	occupied	empty	occupied	occupied	empty	empty	occupied	empty
VII	$\frac{1}{6}+\frac{1}{4}$	diagonal	occupied	diagonal	diagonal	occupied	occupied	diagonal	occupied
VIII	$T+\frac{1}{6}+\frac{1}{4}$	occupied	empty	occupied	occupied	empty	empty	occupied	empty

Fig. 2.9. Matricea posibilităților de introducere a vibrațiilor în matricea de ambutisare.

soluții de introducere în matricea de ambutisare a vibrațiilor de joasă frecvență reușite posibilități în care un singur element activ execută mișcare dinamică sau posibilități în care ambele elemente

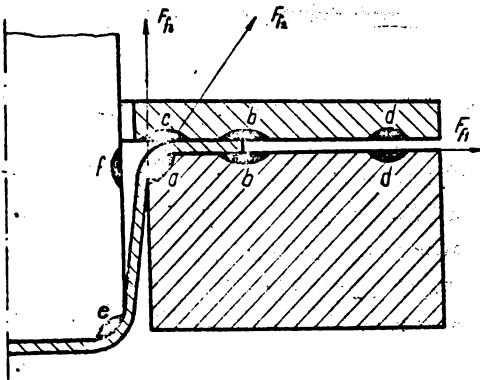


active execută mișcare dinamică. Mai mult, există soluții în care un element activ poate executa ambele mișcări dinamice (axial; torsional), sau chiar cazul în care ambele elemente active execută, fiecare, cele două mișcări dinamice. În orice situație, mișcarea vibratorie se suprapune peste mișcarea statică de deformare executată de aceleași elemente active.

Matricea posibilităților de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare a stat la baza studierii soluțiilor constructive prezentate în capitolele 3 și 6.

#### 2.4. Modelarea matematică a procesului frecării fluide hidrodinamice la ambutisare și vibroambutisare

În timpul desfășurării operației de ambutisare între semifabricat și elemente componente ale matriței : placa de ambutisare și elementul de apăsare apare frecarea. Forța de frecare ce ia naștere în proces poate fi descompusă în componentele:  $F_{f1}$  - forța de frecare în zona flanșei;  $F_{f2}$  - forța de frecare în zona de racordare a flanșei cu peretele lateral al piesei și  $F_{f3}$  - forța de frecare în zona peretelui lateral al piesei ambutisate (fig.2.10). Aceste componente sînt legate prin următoarele relații de forța totală de frecare /178/.



$$\begin{aligned} F_{f1} &\approx 0,2 F_f ; \\ F_{f2} &\approx 0,75 F_f ; \\ F_{f3} &\approx 0,05 F_f . \end{aligned} \quad (2.26)$$

Fig.2.10. Frecare și uzură în procesul de ambutisare.

Se constată că frecarea maximă are loc în zona de racordare a flanșei cu peretele lateral al piesei ambutisate. Este, deci, firesc ca și uzura sculei să fie maximă în această zonă (a, fig.2.10). De asemenea, în matrița de ambutisare, pe lângă o uzură uniformă pe suprafața superioară a plăcii de ambutisare și a suprafeței inferioare a elementului de reținere a semifabricatului, în special la o presiune mică de apăsare poate să apară o uzură neuniformă b pe direcție radială ca urmare a cutării semifabricatului. Prin creșterea grosimii semifabricatului nu numai zona de racordare a plăcii active este solicitată

puternic ci și zona inelară a elementului de apăsare, în final, bava rezultată în urma tăierii semifabricatului conduce la uzura neuniformă a plăcii de ambutisare și elementului de apăsare. Dacă fel, poansonul se uzează în zona laterală e, iar dacă jocul dintre elementele active este prea mic, atunci se uzează zona f din partea superioară a poansonului /50/.

Dar, pe lângă rezultatul direct al frecării - uzarea - și consecințele ce decurg de aici legate de durabilitatea sculelor, forța de frecare influențează în mod direct tensiunea radială  $\sigma_{\rho \max}$  care ia naștere în timpul procesului de ambutisare și, implicit, tensiunea de curgere  $\sigma_c$ , în sensul că micșorarea forței de frecare conduce la micșorarea tensiunii radiale, micșorare care influențează în același sens tensiunea de curgere  $\sigma_c$ . O tensiune de curgere micșorată conduce la îmbunătățirea plasticității materialului și, ca urmare, la îmbunătățirea condițiilor de deformare.

Este deci necesară preocuparea în vederea reducerii forței de frecare, reducere realizată în mod deosebit prin transformarea frecării uscate în frecare fluidă. Transformarea presupune realizarea între suprafețele de frecare a unui film continuu și portant de lubrifiant. Grosimea acestuia este mai mare decât suma înălțimilor maxime ale rugozităților suprafețelor. Grosimile cuprinse între 10... 100  $\mu\text{m}$ , încadrează filmul de lubrifiant în categoria filmului gros, iar cele cuprinse între 1...10  $\mu\text{m}$ , în categoria filmului subțire /46, 49, 65, 148/.

Aplicarea lubrifiantului în vederea ambutisării se face pe suprafețele semifabricatului care vin în contact cu placa de ambutisare și elementul de apăsare. Partea care vine în contact cu poansonul trebuie să rămână neacoperită cu lubrifiant pentru a împiedica alunecarea și întinderea materialului. Întrucât, practic, această acoperire este greu de realizat, semifabricatele se acoperă în întregime cu lubrifiant sau numai partea opusă a poansonului /29, 87, 167, 168, 191, 212/.

#### 2.4.1. Stabilirea relațiilor de definire a grosimii filmului de lubrifiant

Realizarea unui film autoportant hidrodinamic la ambutisare (vibroambutisare) se datorează mișcării relative dintre suprafețele sculei și ale materialului, interstițiului convergent în direcția mișcării și lubrifiantului cu o anumită vâscozitate și în cantitate suficientă. În condițiile interstițiului menționat și datorită grosimii foarte mici a filmului în raport cu celelalte elemente geometrice ale sculei și materialului semifabricatului, se admit

următoarele ipoteze simplificatoare /46, 49, 65, 89, 148/: forțele de inerție și gravitaționale sînt neglijabile față de forțele de presiune și de vîscozitate; presiunea și vîscozitatea nu variază pe grosimea  $h$  a filmului de lubrifiant; curgerea pe direcția  $z$ , adică pe direcția grosimii filmului de lubrifiant, este neglijabilă față de cea pe direcțiile  $x$  și  $y$ ; gradientii vitezelor în direcțiile  $x$  și  $y$  sînt, de asemenea, neglijabili, în raport cu gradientul lor în direcția  $z$ ; suprafețele interstițului sînt nedeformabile; regimul de curgere este staționar; fluidul este incompresibil; regimul de temperatura este izoterm.

-în zona flanșei semifabricatului

Pe baza considerațiilor anterioare ecuația lui Reynolds, în coordonate polare, în cazul filmului de lubrifiant ce se formează între semifabricat și placa activă are următoarea formă /126/:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{h}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{2} r \cdot v_{def} \right) = \frac{dh}{dt} \quad (2.27)$$

în care:

$r$  este raza elementului de volum de lubrifiant considerat, în mm;

$h$  - grosimea filmului de lubrifiant, în  $\mu$ m;

$\eta$  - vîscozitatea dinamică a lubrifiantului, în Pa.s;

$p$  - presiunea exercitată asupra elementului de volum considerat, în Pa;

$t$  - timpul, în s.;

$v_{def}$  - viteza de deformare a tablei, în m/s.

În stadiul inițial,  $v_{def} = 0$  ca urmare a faptului că viteza stațică de înaintare a poansonului,  $v_s = 0$ . Cu această precizare, ecuația (2.27) devine:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial v}{\partial r} \right) = \frac{dh}{dt} \quad (2.28)$$

Prin integrarea ecuației (2.28), punînd condiția  $p = 0$  la  $r = r_p$  și  $p = 0$  la  $r = R$  (fig.2.11) și țînînd cont de faptul că:

$$\frac{dh}{dt} = \text{constant}, \text{ se obține:}$$

$$p = \frac{3\eta r^2}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{12\eta}{h^3} C_1 \ln r + C_2 \quad (2.29)$$

Țînînd cont de condițiile impuse anterior, în urma determinării constantelor de integrare, ecuația (2.29) devine:

$$p = \frac{3\eta r^2}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \left( a^2 - 1 - \frac{a^2 - 1}{\ln a} \ln a \right), \quad (2.30)$$

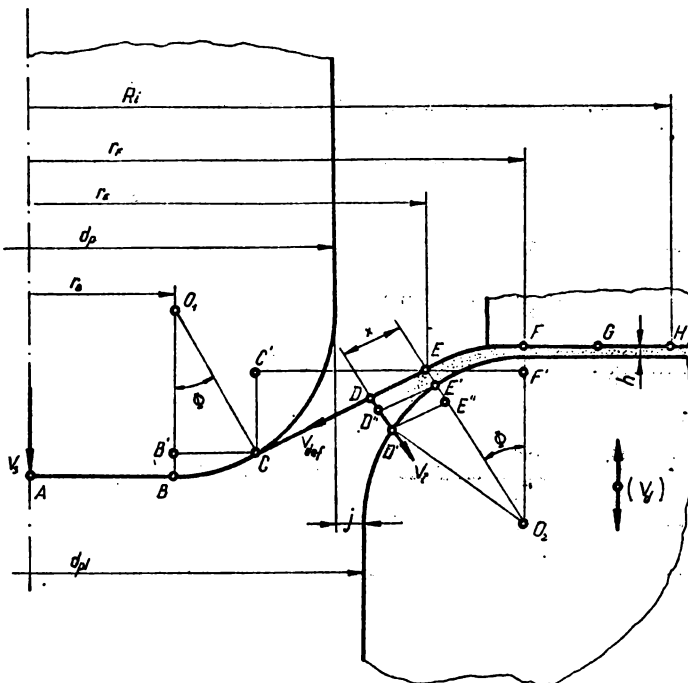


Fig.2.11. Elementele geometrice ale ambutisării (vibroambutisării) în condițiile frecării fluide hidrodinamice.

în care  $A = \frac{R}{r_p}$  și  $a = \frac{r}{r_p}$ .

Forța dezvoltată de elementul de apăsare a semifabricatului în procesul de ambutisare  $Q$ , funcție de presiunea instantanee  $p$ , este definită prin relația:

$$Q = \int_1^A 2\pi r_p^2 \cdot p \cdot da \quad (2.31)$$

Ținând seama de (2.30), (2.31) devine:

$$Q = 2\pi r_p^2 \cdot \frac{3\eta r_p^2}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \int_1^A (a^3 - a - \frac{A^2-1}{\ln A} a \ln a) da \quad (2.32)$$

Prin rezolvarea integralei și ținând seama de (2.30), expresia presiunii se obține sub forma:

$$p = \frac{2\eta}{\pi r_p^2 (A^2 - 1) \left( \frac{1}{\ln A} - \frac{A^2 + 1}{2} \right)} \cdot (a^2 - 1 - \frac{2}{\ln A} a \ln a) \quad (2.33)$$

Ținând cont de faptul că forța de apăsare, funcție de presiune

nea inițială  $p_0$ , este definită prin relația:

$$Q = p_0 \sqrt{(R^2 - r_p^2)} \quad (2.34)$$

iar

$$A^2 - 1 = \frac{R^2 - r_p^2}{r_p^2} \quad (2.35)$$

în care  $p_0$  este presiunea exercitată de elementul de apăsare asupra filmului de lubrifiant, rezultă:

$$p = p_0 \frac{2 \left[ a^2 - 1 - (A^2 - 1) \frac{\ln a}{\ln A} \right]}{\frac{A^2 - 1}{\ln A} - \frac{A^2 + 1}{2}} \quad (2.36)$$

Pentru momentul în care elementul de apăsare încetează să se mai apropie de placa activă, ca urmare a atingerii forței necesare strîngerii semifabricatului, grosimea filmului de lubrifiant este dată de expresia:

$$h_a = \left[ \frac{\eta r_p^2}{p_0} (A - 1)^2 \left( - \frac{dh}{dt} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.37)$$

expresie în care s-a ținut seama și de aproximarea:

$$A^2 + 1 = \frac{A^2 - 1}{\ln A} \approx \frac{2(A^2 - 1)^2}{3}$$

Pînă în momentul în care poansonul, în deplasarea sa, apasă materialul semifabricatului, adică pînă în momentul începerii procesului de ambutisare, grosimea filmului de lubrifiant se modifică ca urmare a curgerii radiale a lubrifiantului sub acțiunea forței  $Q$ .

Prin separarea variabilelor, relația (2.37) devine:

$$- \frac{dh}{h^3} \frac{\eta r_p^2 (A - 1)^2}{p_0} = dt \quad (2.38)$$

relație care prin integrare și introducerea condițiilor: pentru  $t = 0$ ,  $h = h_a$ , ia forma :

$$\frac{\eta r_p^2 (A-1)^2}{p_0} \cdot \frac{1}{2h^2} = t + \frac{\eta r_p^2 (A - 1)^2}{2 p_0 h_a^2} \quad (2.39)$$

Notînd:

$t = t_0$  și  $h = h_0$ , ecuația (2.39) devine:

$$\frac{1}{h_0^2} = \frac{1}{h_a^2} + \frac{2 p_0 t_0}{\eta r_p^2 (A-1)^2} \quad (2.40)$$

în care  $h_0$  este grosimea filmului de lubrifiant anterior momentului începerii ambutisării.

În timpul desfășurării operației de ambutisare, grosimea filmului de lubrifiant se determină în contextul ipotezelor simplificatoare:  $h = \text{const.}$ ;  $g = \text{const.}$ ;  $Q = \text{const.}$ , și înlocuind constanta  $A = \frac{R}{r_F}$  cu variabila  $A_1 = \frac{R_1}{r_F}$  în care  $R_1$  este raza instantanee a semifabricatului în zona flangei în timpul ambutisării. În contextul precizat este valabilă egalitatea:

$$p_h \pi (R_1^2 - r_F^2) = p_0 \pi (R^2 - r_F^2),$$

sau:

$$p_h = \frac{p_0 (A^2 - 1)}{(A_1^2 - 1)} \quad (2.41)$$

Introducând (2.41) în (2.38) și integrând, rezultă:

$$-\frac{\eta r_F^2}{p_0} \int_{h_0}^h \frac{dh}{h^3} = \int_{t_0}^t \frac{A^2 - 1}{A_1^2 - 1} dt \quad (2.42)$$

Tinând seama de faptul că:

$$ds = v_s \cdot dt, \quad (2.43)$$

relația (2.42) ia forma:

$$\frac{1}{h^2} = \frac{1}{h_0^2} + \frac{2p_0 r_F^2}{\eta v_s} (A^2 - 1) F(s), \quad (2.44)$$

în care:

$$F(s) = \int_0^s \frac{ds}{(R_1^2 - r_F^2)(R_1 - r_F)^2} \quad (2.45)$$

Grosimea filmului de lubrifiant, în timpul desfășurării operației de ambutisare, este dată de relația (2.46):

$$h = h_0 \left[ \frac{\eta v_s}{\eta v_s + 2p_0 r_F^2 h_0^2 (A^2 - 1) F(s)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.46)$$

În cazul introducerii vibrațiilor în matrita de ambutisare prin intermediul plăcii active antrenată în mișcare dinamică cu viteza  $v_d$ , pe direcție axială, spațiul relativ dintre placa activă și poanson este locuș de relația:

$$s = x_1 - x_2, \quad (2.47)$$

$$\text{iar } x_1 = v_s \cdot t \quad ; \quad (2.48)$$

$$x_2 = a \sin \omega t \quad , \quad (2.49)$$

în care: amplitudinea mișcării vibratorii este  $a$ , în mm;  
 $\omega$  - pulsația, în rad/s .

În cazul vibroambutisării, relația (2.43) devine:

$$d_s = (v_s - a \omega \cos \omega t) dt \quad . \quad (2.50)$$

Explicitînd pe  $dt$  din (2.50) și introducînd expresia astfel obținută în (2.42), se obține o relație de forma (2.44), în care:

$$F(s) = \int_0^s \frac{d_s}{(R_1^2 - r_F^2) (R_1 - r_F)^2 (v_s - a \omega \cos \omega t)} \quad . \quad (2.51)$$

Grosimea filmului de lubrifianț în zona flanșei semifabricatului, în cazul vibroambutisării este dată de relația (2.52):

$$h_d = h_0 \cdot \left[ \frac{\eta v_s}{\eta v_s + 2p_0 r_F^2 h_0^2 (\Lambda^2 - 1)} \int_0^s \frac{d_s}{(R_1^2 - r_F^2) (R_1 - r_F)^2 (v_s - a \omega \cos \omega t)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad . \quad (2.52)$$

- în zona de racordare a flanșei cu perețele lateral al presei cilindrice.

Pentru stabilirea relației de calcul a grosimii stratului de lubrifianț din zona de racordare a flanșei cu perețele lateral al piesei cilindrice se integrează ecuația lui Reynolds scrisă în coordonate carteziene:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 v_{def} \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad , \quad (2.53)$$

în care:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -v_1 \quad \text{este viteza de înfășurare, în m/s .}$$

Viteza de înfășurare,  $v_1 = \pi \cdot \dot{\varphi}$  (fig.2.11), reprezintă viteza unghiulară de înfășurare a semifabricatului pe muchia rotunjită a plăcii active. Din figură se poate scrie că  $DD' = h$  și  $EE' = h_0$ , astfel încît:

$$h = h_0 + EE' \quad ; \quad (2.54)$$

și

$$EE' = r_{pl} - O_2E'' \quad , \quad (2.55)$$

$$\text{iar din } \Delta O_2D'E'' \quad , \quad O_2E'' = \sqrt{r_{pl}^2 - x^2} \quad , \quad (2.56)$$

în care  $x$  delinsește poziția unui punct oarecare de pe tablă față de punctul de tangență.

Rezultă:

$$E'E'' = \frac{x^2}{r_{pl} + \sqrt{r_{pl}^2 - x^2}} \quad (2.57)$$

Tinând seama de faptul că  $x \ll r_{pl}$ , rezultă:

$$r_{pl}^2 - x^2 \approx r_{pl}^2 \quad (2.58)$$

Cu aproximarea (2.58), relația (2.54) devine:

$$h = h_\beta + \frac{x^2}{2r_{pl}} \quad (2.59)$$

Pe baza acestor considerații, ecuația (2.53) se scrie sub forma:

$$p = 48\eta r_{pl}^2 \left( \frac{v_{def}}{2} - r_{pl} \cdot \dot{\beta} \right) \left[ \frac{1}{8a^3} \arctg \frac{x}{a} + \frac{x(x^2 - a^2)}{8a^2(x^2 + a^2)} \right] - \frac{3\eta r_{pl}^2 \pi}{a^3} \left( \frac{v_{def}}{2} - r_{pl} \cdot \dot{\beta} \right) \quad (2.60)$$

Având în vedere faptul că la  $x = 0$ ,  $p = p_E$  (fig.2.11):

$$p_E = -3\eta \pi r_{pl} \frac{1}{2} \left( \frac{v_{def}}{2} - r_{pl} \cdot \dot{\beta} \right) / 2 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{3}{2} \cdot h_\beta, \quad (2.61)$$

de unde explicitând  $h_\beta$  rezultă relația de definire a grosimii filmului de lubrifianț în zona de racordare a flanșei cu peretele lateral al piesei ambutisate:

$$h_\beta = \frac{1}{2} r_{pl}^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{3\eta \pi}{p_E} \left( r_{pl} \cdot \dot{\beta} - \frac{v_{def}}{2} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \quad (2.62)$$

Presiunea lubrifianțului în punctul E se determină cu relația:

$$p_E = \frac{F_{def}}{2\pi r_E \cdot r_{pl}} \quad (2.63)$$

în care:

$F_{def}$  este forța de deformare (forța de tragere din material);

$r_E$  - raza aiferentă punctului E.

La rândul lor, forța de deformare este definită de :

$$F_{def} = \frac{P}{\sin \beta}, \quad (2.64)$$

iar raza aiferentă punctului E de (2.65):

$$r_E = r_p - r_{pl} \sin \beta, \quad (2.65)$$



în care  $F$  este forța cu care acționează poansonul.

Corelația între cursa poansonului și unghiul de înfășurare se determină pornind de la relația de definire a spațiului (fig.2.11):

$$s = FF' + CC' + BB', \quad (2.66)$$

și a unghiului de înfășurare definit prin relația:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{CC'}{EC'} \quad (2.67)$$

se obține relația de definire a spațiului funcție de unghiul de înfășurare :

$$s = (r_F - 0,5d_p + r_{pl}) \operatorname{tg} \delta - (r_p + r_{pl} + g)(\sec \delta - 1), \quad (2.68)$$

în care :  $r_p$  este raza de racordare a poansonului;

$r_{pl}$  - raza de racordare a plăcii active;

$g$  - grosimea materialului semifabricatului.

Între cursa poansonului, unghiul de înfășurare și raza instanțanee a semifabricatului se poate stabili o corelație scriind (fig.2.11):

$$R_1 = AB + BC + CE + EF + FH; \quad (2.69)$$

sau:

$$R_1 = \frac{(R - r_B - r_F) \sin \delta + (r_p + r_{pl})(1 - \cos \delta - \delta \sin \delta) - s}{\sin \delta} \quad (2.70)$$

Viteza de deformare a materialului se determină pornind de la relația de definire a vitezei statice:

$$v_s = \frac{ds}{dt} = [r_F - 0,5d_p + r_p - (r_p + r_{pl} + g) \sin \delta] \sec^2 \delta \cdot \dot{\delta} \quad (2.71)$$

și a unghiului de înfășurare:

$$\sin \delta = \frac{v_{def}}{v_s} \quad (2.72)$$

Drept urmare, pentru definirea vitezei de deformare se obține relația:

$$v_{def} = [(r_F - 0,5d_p + r_p) \sec \delta - (r_p + r_{pl} + g) \operatorname{tg} \delta] \operatorname{tg} \delta \cdot \dot{\delta} \quad (2.73)$$

În cazul introducerii vibrațiilor în matrița de ambutisare prin intermediul plăcii active antrenată în mișcare dinamică pe direcția axială grosimea filmului de lubrifiant este definită prin relația:

$$h_{f1} = \frac{1}{2} r_{pl}^{1/3} \left\{ \frac{3\sqrt{\pi}}{2R} \left[ r_{pl} \frac{(v_s - a\omega \cos \omega t) \cos^2 \delta}{r_F - 0,5d_p + r_p - (r_p + r_{pl} + g) \sin \delta} - \frac{v_{def}}{2} \right] \right\}^{2/3} \quad (2.74)$$

Pentru scrierea relației finale a grosimii filmului de lubrifiant la vibroambutisare s-a ținut seama de relațiile (2.50), (2.64) și (2.73).

#### 2.4.2. Program de calcul pentru evaluarea numerică a grosimii filmului de lubrifiant

Pentru stabilirea grosimii filmului de lubrifiant a fost elaborat un program de calcul scris în limbaj FORTRAN și rulat pe un calculator Coral 4030. Acesta face posibilă determinarea grosimii peliculei de lubrifiant în zona flanșei precum și în zona de recordare a flanșei cu peretele lateral al piesei ambutisate. Pentru ambele zone este posibilă analiza atât în cazul ambutisării convenționale cât și în cazul vibroambutisării. Schema logică de calcul a programului LUBRIFIANT este prezentată în figura 2.12.

Datele de intrare ale programului folosite în descrierea algoritmului sînt:

- geometria elementelor active;
- geometria semifabricatului;
- presiunea exercitată de elementul de apăsare a semifabricatului;
- viscozitatea lubrifiantului;
- viteza statică de deplasare a culisorului preseii;
- parametrii mișcării vibratorii (amplitudine, frecvență).

Prin realizarea succesivă a relațiilor cuprinse în schema logică de calcul, programul pune, în final, la dispoziția utilizatorului valoarea grosimii filmului de lubrifiant pentru cazurile analizate. Se menționează că integrala (2.45) se rezolvă prin metoda trapezului, cu mărirea numărului de noduri odată cu creșterea adîncimii de pătrundere a poansonului în vederea creșterii preciziei de rezolvare a integralei.

Programul a fost conceput în ideea că procesul de ambutisare se desfășoară pe parcursul mai multor cicluri, fiecare dintre acestea pentru variația unghiului  $\theta$  cuprinsă între  $(0, \frac{\pi}{2})$ . După terminarea unui ciclu se reia procesul de calcul de la început cu grosimea de pornire a filmului de lubrifiant egală cu cea aferentă grosimii de la sfîrșitul ciclului anterior.

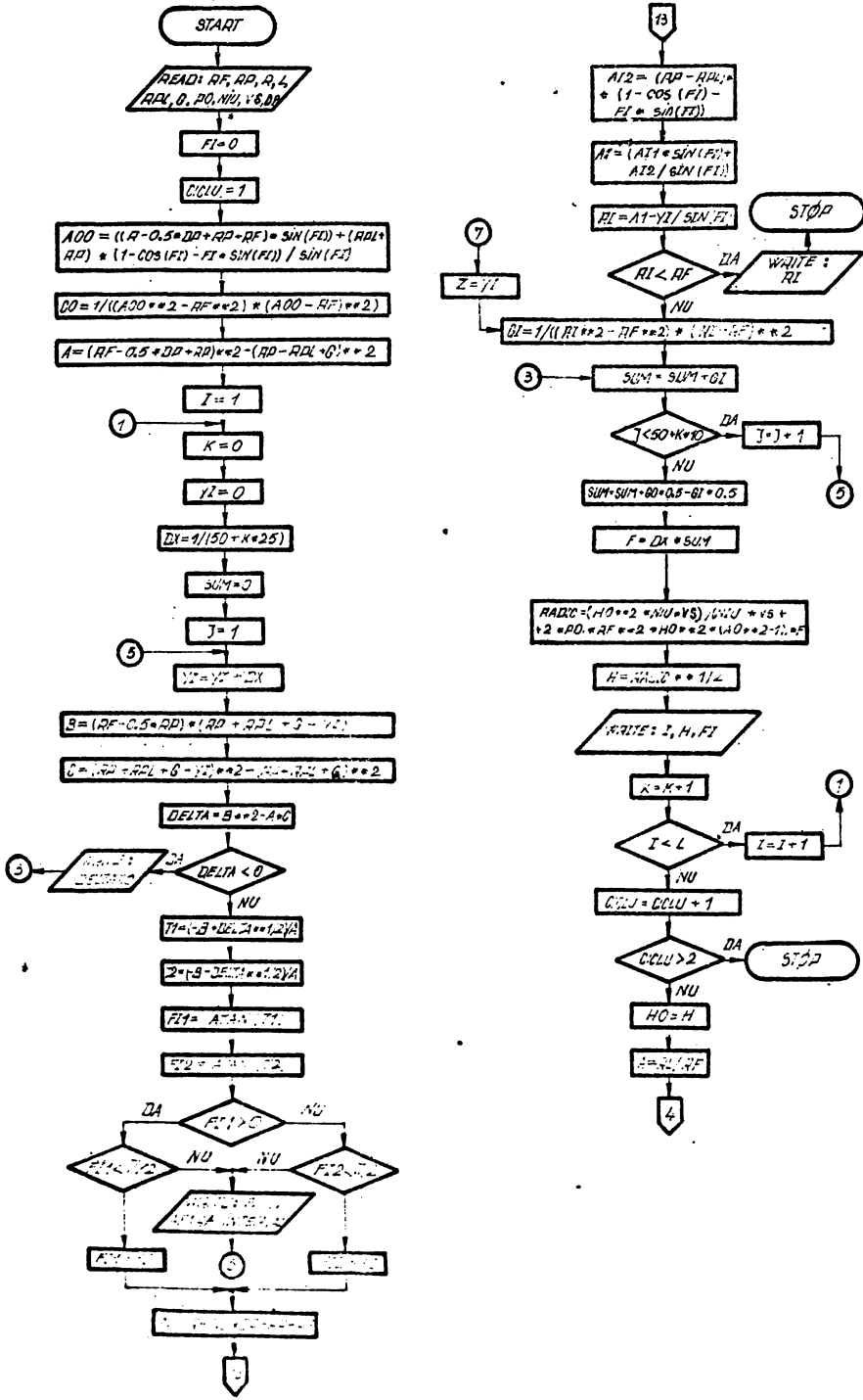


Fig.2.12. Schema logică de calcul a programului LBRIFIA.MF (zona flangei).

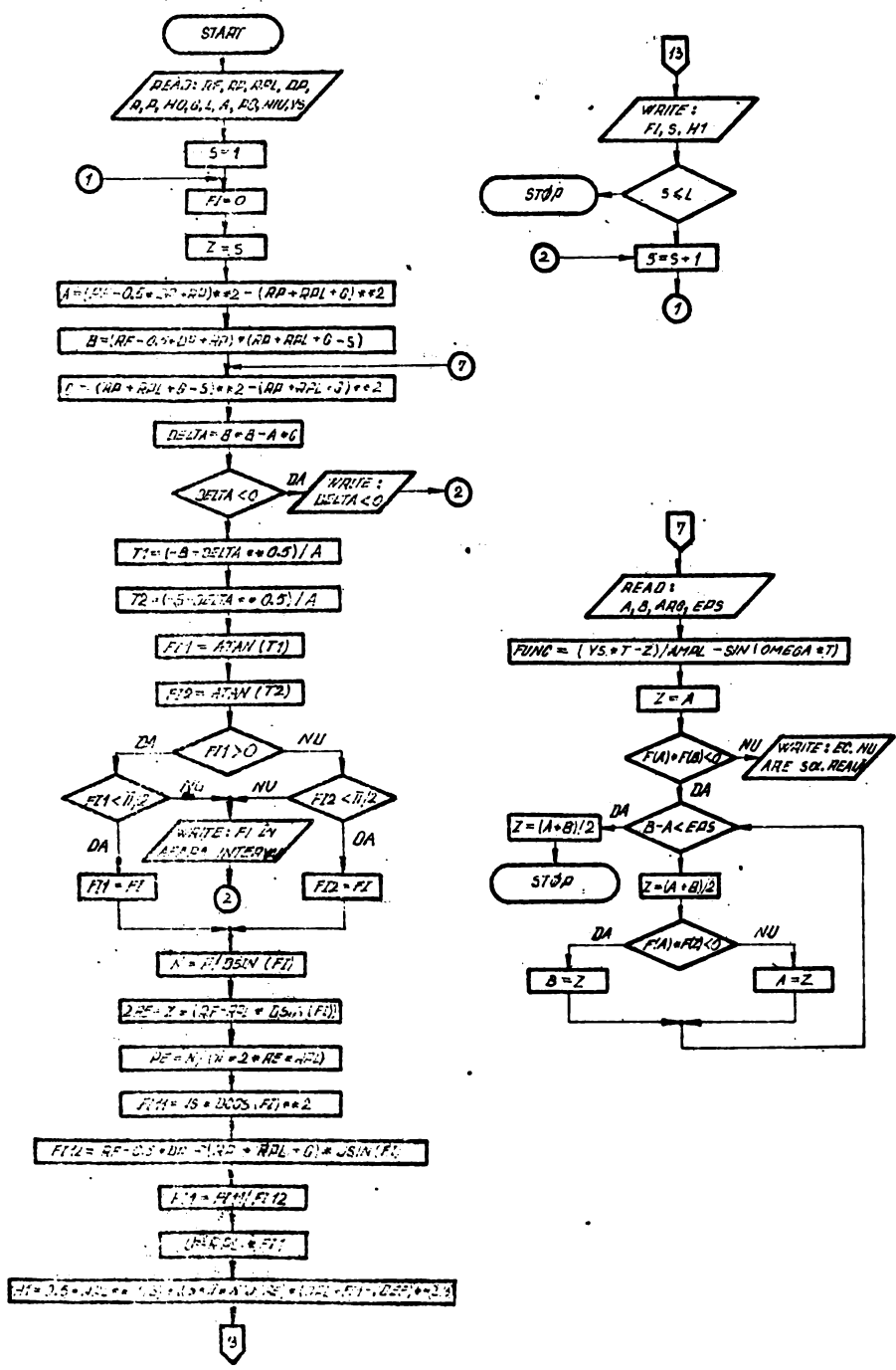


Fig. 2.12.(continuare-zona.de recordare).

Programul de calcul a fost utilizat în vederea evidențierii grosimii filmului de lubrifiant pentru datele de intrare cuprinse în figura 2.13,a;b (a - zona flânșei; b - zona de racordare) - pentru cazul ambutisării convenționale și 2.13,c;d (c - zona flânșei; zona - de racordare) - în cazul vibroambutisării.

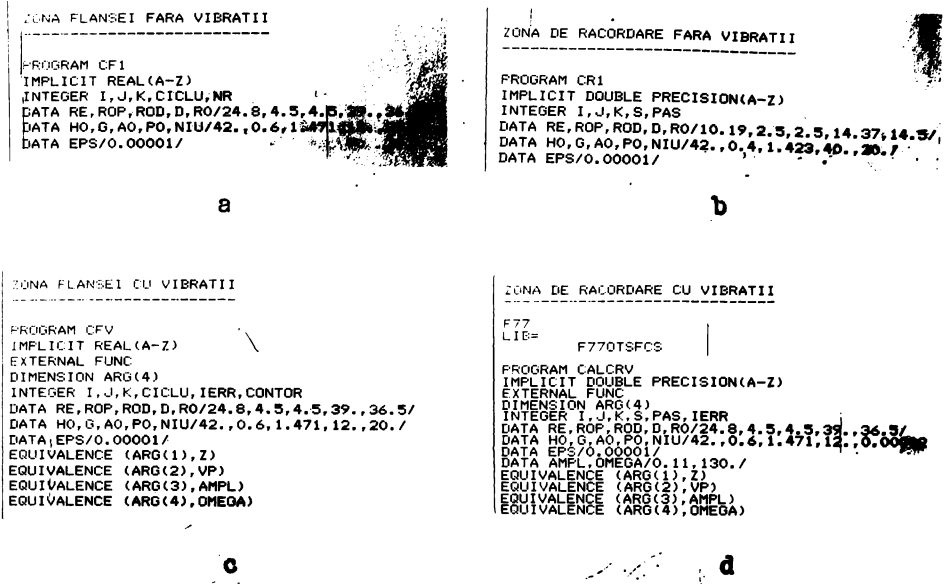


Fig.2.13. Datele de intrare ale programului LUBRIFIANT pentru cazul considerat.

Rezultatele obținute în urma rulării programului sînt evidențiate cu ajutorul diagramelor cuprinse în figura 2.14,a;b (a - zona flânșei; b - zona de racordare) - pentru cazul ambutisării convenționale și 2.14,c;d (c - zona flânșei; b- zona de racordare) - pentru cazul vibroambutisării. Se constată că pe parcursul desfășurării procesului de ambutisare (vibroambutisare), ca urmare a presiunii exercitate asupra filmului de lubrifiant, acesta are tendința să-și micșoreze grosimea ca o consecință a scîmpării unei cantități de fluid în zonele din afara celor aferente desfășurării procesului de deformare. Există, deci, tendința transformării frecării fluide hidrodinamice în fiecare mixtă sau, la limită, chiar uscată. Fenomenul se urmărește a fi, pe cît posibil, diminuat în vederea asigurării unei corespunzătoare desfășurări a procesului de curgere a materialului.

Diagramele evidențiază faptul că viteza statică influențează în mod hotărîtor grosimea filmului de lubrifiant în sensul că, odată cu creșterea vitezei statice, scîderea grosimii filmului de lubrifiant în timpul desfășurării operației de ambutisare (vibroambutisare) este mai

puțin pronunțată.

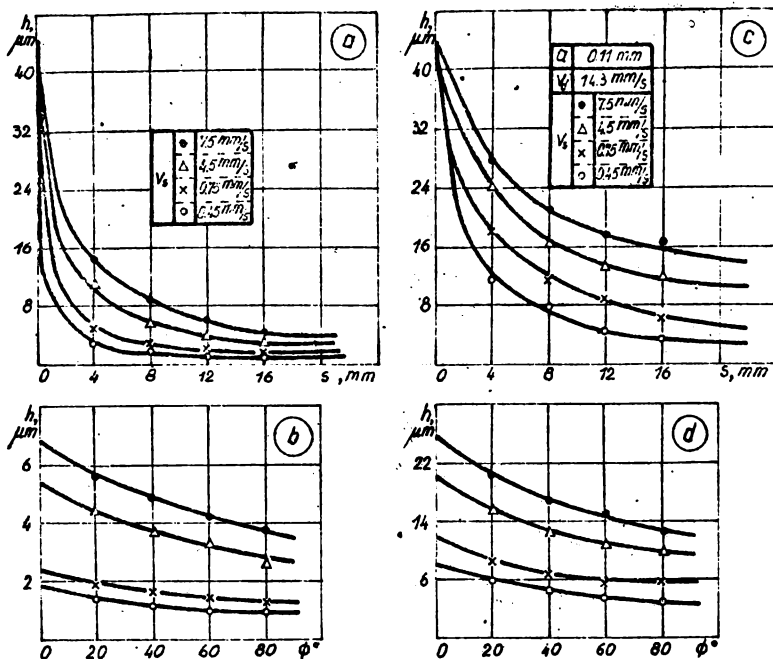


Fig.2.14. Variația grosimii filmului de lubrifianț la ambutisare și vibroambutisare pentru cazul considerat.

De asemenea, se observă faptul că, în cazul ambutisării, pentru aceeași viteză statică, grosimea filmului de lubrifianț este de până la patru ori mai mare decât în cazul ambutisării convenționale, contribuind prin aceasta la diminuarea forței de frecare ce apare între elementele procesului de deformare.

### 2.5. Modelarea matematică a stării de eforturi unitare la vibroambutisare

Se cunoaște /29, 57, 87, 167, 168, 178, 191, 212/ că deformarea semifabricatului al ambutisare începe odată cu apăsarea poansonului asupra părții centrale a materialului realizând astfel tragerea treptată a flanșei pentru formarea peretelui lateral. Starea de solicitare se caracterizează prin prezența unor eforturi de tragere radială și compresione tangențiale. Sistemul de coordonate folosit pentru analiza stării de eforturi unitare este sistemul de coordonate plane  $\rho$  și  $\theta$  după care sînt orientate eforturile unitare  $\sigma_\rho$  și  $\sigma_\theta$  care constituie, în același timp, eforturi unitare normale principale.

Starea de eforturi unitare la ambutisarea cilindrică este influențată de modificarea continuă a poziției și dimensiunilor flanșei semifabricatului în vederea transformării ei în perete lateral, frecarea între

semifabricat și elementele active, înfășurarea și desfășurarea materialului la trecerea peste porțiunea racordată a plăcii active. Toate acestea influențează efortul unitar de tragere radială  $\sigma_{gt}$ , care poate fi scris sub forma /75, 87, 168, 186, 187, 191, 212/:

$$\sigma_{gt} = (\sigma_g + \sigma_f) e^{\mu d} + \sigma_i, \quad (2.75)$$

în care:

- $\sigma_{gt}$  este efortul unitar radial total;
- $\sigma_g$  - efortul unitar radial care caracterizează transformarea treptată a dimensiunilor flânșei plane a semifabricatului;
- $\sigma_f$  - efortul unitar radial provenit din frecarea între semifabricat și elementele active;
- $\sigma_i$  - efortul unitar radial provenit din înfășurarea-desfășurarea materialului la trecerea peste porțiunea rotunjită a plăcii active.

### 2.5.1. Ambutisarea cu introducerea mișcării vibratorii pe direcție axială

S-a demonstrat /67, 75, 186, 187/ că efortul maxim la ambutisare apare în momentul în care centrele razelor de rotunjire ale poansonului și plăcii active au aceeași ordonată.

V.P.Pihtovnikov a stabilit /75/ funcția corelativă, între diametrul semifabricatului inițial  $D$  și cel al flânșei  $d_f$ , pentru care valoarea presiunii elementului de apăsare este maximă:  $Q_{max}$ . Aceasta se produce la  $d_f \approx 0,87 D$ . În același moment coincid și ordonatele centrelor razelor de rotunjire ale poansonului și plăcii active de ambutisare.

Efectul introducerii mișcării vibratorii pe direcție axială în matrița de ambutisare s-a analizat pentru situația în care vibrațiile au fost introduse, prin intermediul poansonului, suprapuse peste mișcarea statică de deformare (soluția 5 I, figura 2.9). Ca urmare a introducerii vibrațiilor coliniar cu forța statică de deformare, mărirea efortului unitar radial provenit din frecarea între semifabricat și elementele active este aceeași ca și în cazul ambutisării convenționale. La fel, și mărirea efortului unitar radial provenit din înfășurarea și desfășurarea materialului la tragerea peste porțiunea rotunjită a plăcii active.

În cele ce urmează va fi stabilit efortul unitar radial care caracterizează transformarea treptată a dimensiunilor flânșei plane a semifabricatului, efort unitar influențat de introducerea vibrațiilor în matrița de ambutisare. Stabilirea lui se va face pentru zona flânșei semifabricatului precum și pentru zona de racordare, în momentul

căci coincidența ordonatei centrelor poansonului și plăcii. Se consideră cazul în care ambutisarea decurge fără reginerea semifabricatului. Se precizează că momentul apariției efortului unitar maxim la ambutisare și vibroambutisare este același, în schimb valoarea sa maximă este diferită.

Efortul unitar radial care apare în flanșa piesei ambutisate este dat de relația:

$$\sigma_p = \beta \sigma_c \ln \frac{r_f}{r_0} \quad (2.76)$$

în care:

- $r_f$  este raza flanșei la momentul considerat;
- $r_0$  - raza aferentă cercului ce delimitează zona flanșei separînd-o de zona de racordare ( $r_0 = R_f$  din fig. 2.11);

Relația (2.76) este valabilă, din punct de vedere analitic, și în cazul vibroambutisării. Cantitativ, mărimea efortului unitar este diferită ca urmare a modificării tensiunii de curgere la vibroambutisare în raport cu ambutisarea convențională.

Pentru studiul stării de tensionare a materialului în zona de racordare se consideră un element inelar (fig. 2.15) caracterizat de unghiul  $\alpha, d\alpha$ , din care se detașează partea definită de unghiul solid  $d\varphi$ . Se fac notațiile:

$S$  este aria feței laterale a elementului inelar;

$S_1$  - aria feței superioare a elementului inelar;

$S_2$  - aria fețelor laterale ale elementului  $e$ ;

$r_p$  - raza de rotunjire a poansonului;

$r_{pe}$  - raza de rotunjire a plăcii active.

Ca urmare a mișcărilor, statică și dinamică, introduse de culisorul preseii, prin intermediul poansonului, în matrița de ambutisare va apare o reacțiune normală între semifabricat și placa activă și o forță de frecare:

$$F_n = F_{n1} + F_{n2} \sin \omega t \quad (2.77)$$

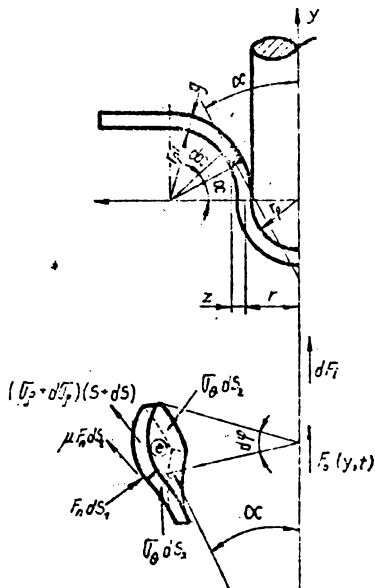


Fig. 2.15. Starea de tensionare în zona de racordare a flanșei cu poansonul în timpul ambutisării.



$$F_f = F_{f1} + F_{f2} \sin \omega t . \quad (2.78)$$

Componenta  $F_{n1}$  este dată de forța statică a culisorului, iar  $F_2 \sin \omega t$  este forța dinamică a lui. Forța de frecare se exprimă simplificat ca fiind  $F_f = \mu_d F_n$ , unde  $\mu_d$  este coeficientul de frecare dinamic clasic ;  $\mu_d < \mu_s$ .

Ca urmare a existenței mișcării vibratorii, apare o accelerație și o forță de inerție orientate pe direcția mișcării vibratorii (direcția verticală) :  $F_1$ .

Din ecuația de forțe după direcția  $y$  (fig. 2.15), rezultă:

$$F_n dS_1 = - [d(\sqrt{g} S) \cos \alpha + dF_1] \frac{1}{\sin \alpha + \mu_d \cos \alpha} . \quad (2.79)$$

Din ecuația de forțe după direcția  $x$ , rezultă :

$$d(\sqrt{g} S) \sin \alpha \frac{d\varphi}{2\pi} + 2\sqrt{g} S_2 \frac{d\varphi}{2} + F_n d S_1 [\mu_d \sin \alpha - \cos \alpha] \frac{d\varphi}{2\pi} = 0 . \quad (2.80)$$

Calculînd ariile  $S_1$  și  $S_2$ , se găsește:

$$S_1 = 2\pi(z + r) g ; \quad (2.81)$$

$$S_2 = (r_{pl} + \frac{r}{2}) g d\alpha , \quad (2.82)$$

în care:  $r$  este raza piesei ambușate,  $r = \frac{d}{2}$  ;

$g$  - grosimea materialului semifabricatului ;

$$z = (r_p + \frac{r}{2}) (1 - \cos \alpha) .$$

Înlocuind (2.79), (2.81) și (2.82) în (2.80), ținînd seama de criteriul de plasticitate Huber - Mises - Hencky,  $\sqrt{g} + \sqrt{g} = \beta \sqrt{g_c}$ , și notînd:

$$a = 1 + \frac{r}{r_{pl} + \frac{r}{2}} , \text{ se obține:}$$

$$\frac{d\sqrt{g}}{d\alpha} - \mu_d \frac{\cos \alpha}{a - \cos \alpha} \sqrt{g} = - \beta \sqrt{g_c} \frac{\sin \alpha + \mu_d \cos \alpha}{a - \cos \alpha} - \frac{(a-1)(\cos \alpha - \mu_d \sin \alpha)}{2\pi r g(a - \cos \alpha)} . \quad (2.83)$$

Pentru determinarea lui  $\frac{dF_1}{d\alpha}$  se consideră un element infinit mic care poate fi aproximat ca rectiliniu și care se află situat la unghiul  $\alpha$  față de orizontală și subîntinde unghiul  $d\alpha$  (fig. 2.16). El se află pe o ordonată de valoare  $y = r_{pl} \sin \alpha$ . Lungimea elementului este  $dl$  și corespunde unei proiecții pe verticală egală cu  $dy$ . Pentru elementul infinit mic se poate face aproximația că unghiul dintre verticală și tangentă este egală cu  $\alpha$ . Ca urmare,  $dy = dl \cos \alpha$ . De-a lungul elementului apar eforturile  $F_n$ , și

$\frac{\partial F_n}{\partial l} dl$ , forța de inerție pe verticală  $dF_1$  și forța excitatoare distribuită :  $F_0(y,t) dl$ .  $F_n$  este funcție de  $y$  prin intermediul lui  $l$ ,

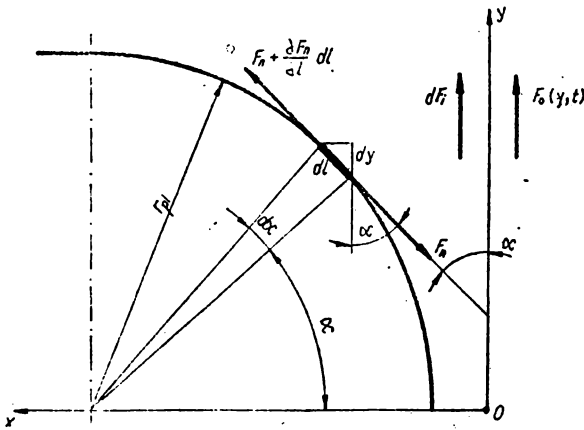


Fig. 2.16. Definierea elementului  $dl$ .

adică  $F_n = F_n(l(y))$ .

Se poate scrie:

$$\frac{\partial F_n}{\partial y} = \frac{\partial F_n}{\partial l} \cdot \frac{dl}{dy} = \frac{\partial F_n}{\partial l} \frac{1}{\cos \alpha}$$

de unde

$$\frac{\partial F_n}{\partial l} = \frac{\partial F}{\partial y} \cos \alpha. \quad (2.84)$$

Din ecuația de proiecții după  $Oy$  și folosind  $dy = dl \cos \alpha$  și

(2.84), rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_n}{\partial y} \cos \alpha + F_0(y,t) \frac{1}{\cos \alpha} &= \\ &= \frac{dF_1}{dy}. \end{aligned} \quad (2.85)$$

Exprimarea efortului  $F_n$  și a forței de

inerție pe unitatea de lungime  $\frac{\partial F_1}{\partial y}$ , în funcție de deplasarea de-a lungul elementului  $dl$ , se face  $\frac{\partial F_1}{\partial y}$  cu relațiile (2.86) și (2.87):

$$F_n = A \cdot \bar{\sigma} = A \cdot E \cdot \epsilon = A \cdot E \frac{\partial u}{\partial l} = A \cdot E \frac{\partial u}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial l} = AE \cos \alpha \frac{\partial u}{\partial y}. \quad (2.86)$$

în care:  $A$  este aria secțiunii ;  $\frac{\partial F_1}{\partial y} = \frac{\partial F_1}{\partial y} = \rho \cdot A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ , (2.87)

$\bar{\sigma}$  - efortul unitar ;

$\rho$  - densitatea materialului semifabricatului.

Inlocuind (2.86) și (2.87) în (2.85), se obține:

$$AE \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + F_0(y,t) \frac{1}{\cos^2 \alpha} = \frac{\rho A}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (2.88)$$

Inlocuind (2.87) în (2.83), și ținând cont de faptul că:

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = \frac{\partial F_1}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial \alpha} = \rho \cdot A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} r \rho l \cos \alpha, \text{ se obține} \quad (2.89)$$

$$Q_1(\alpha) = -\beta \bar{\sigma}_c \frac{\sin \alpha + \mu d \cos \alpha}{u - \cos \alpha}; \quad (2.90)$$

$$Q_2(\alpha) = -\frac{(3-1)(\cos \alpha - \mu d \sin \alpha)}{2 \mu r \rho (3 - \cos \alpha)} \rho A r \rho l \cos \alpha. \quad (2.91)$$

Din integrarea ecuației diferențiale (2.89), fie prin metoda lui Bernoulli, fie prin metoda variației de constantă, considerăm, de asemenea,  $e^x \approx 1 + x$  și neglijând integralele din integrale (cu valori foarte mici), se obține :

$$\sigma_p = \beta \sigma_c \left[ 1 + \mu_d k(a, \alpha_1) \right] \left( \ln \frac{r_f}{r_0} - \ln \frac{a-1}{a} \right) - \mu_d k(a, \alpha_1) - \frac{(a-1) \varphi \text{Ar}_{pl}}{2 \pi r g}$$

$$(1 + \mu_d) \cdot \left[ 1 + ak(a, \alpha_1) + \mu_d (1 - a \ln \frac{a-1}{a}) \right] \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.92)$$

in care:

$$k(a, \alpha_1) = \alpha_1 - \frac{2a}{\sqrt{a^2 - 1}} \arctg \left( \frac{a+1}{\sqrt{a^2 - 1}} \cdot \text{tg} \frac{\alpha_1}{2} \right)$$

Dacă:  $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$ , rezultă:

$$k(a, \frac{\pi}{2}) = \frac{\pi}{2} - \frac{2a}{\sqrt{a^2 - 1}} \arctg \frac{a+1}{\sqrt{a^2 - 1}}$$

Dar:

$$\ln \frac{r_f}{r_0} - \ln \frac{a-1}{a} = \ln \frac{r_f}{r_0} \cdot \frac{a}{a-1} = \ln \frac{r_f}{r_0} \frac{[r + (r_{pl} + \frac{r}{2})]}{r} = \ln \frac{r_f}{r}$$

iar (2.92) devine:

$$\sigma_p = \beta \sigma_c (1 + \mu_d) k(a, \alpha_1) \left( \ln \frac{r_f}{r} - \mu_d k(a, \alpha_1) \right) - \frac{(a-1) \varphi \text{Ar}_{pl}}{2 \pi r g}$$

$$(1 + \mu_d) \cdot \left[ 1 + ak(a, \alpha_1) + \mu_d (1 - a \ln \frac{a-1}{a}) \right] \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.93)$$

Se observă că:

$$r_f = \frac{df}{2} \quad \text{și} \quad r = \frac{d_p + g}{2}, \quad \text{de unde (2.93) devine:}$$

$$\sigma_p = \beta \sigma_c (1 + \mu_d) k(a, \alpha_1) \cdot \left( \ln \frac{df}{d_p + g} - \mu_d k(a, \alpha_1) \right) - \frac{(a-1) \varphi \text{Ar}_{pl}}{2 \pi r g} (1 + \mu_d) \left[ 1 + ak(a, \alpha_1) + \mu_d (1 - a \ln \frac{a-1}{a}) \right] \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

(2.94)

Din relația (2.94) se observă că  $\sigma_p$  depinde de:

- timp;
- caracteristicile materialului de ambutisit;
- coeficientul de frecare dintre material și elementele active;
- logaritmul raportului dintre diametrul flanșei și diametrul mediu al piesei ambutisate;
- parametrul geometric al ambutisirii A care, la rândul lui, depinde de raportul diametrului mediu al ambutisirii față de raza plăcii active și grosimea materialului. Deci

valoarea razei plăcii active trebuie aleasă funcție de grosimea materialului și dimensiunea piesei ambutisate.

În relația de definiția efortului unitar radial la vibroambutisare (2.94) apare, în plus față de ambutisare convențională, termenul suplimentar care se soade evidențiind, prin aceasta, micșorarea tensiunii decurgere în cazul ambutisării neconvenționale.

Relația (2.94) reprezintă efortul unitar aferent ambutisării convenționale pentru cazul în care funcția  $u$  nu depinde de timp. În această situație,  $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0$ , iar expresia lui  $\sigma_p$  devine cea sta-

bilită de S.I.Gubkin /75/. Este de remarcă faptul că expresia dată de S.I.Gubkin rămâne valabilă și pentru cazul în care  $u$  variază liniar în raport cu timpul ( $u = at + b$ ,  $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0$ ).

Pentru obținerea formei definitive a tensiunii  $\sigma_p$  este necesară rezolvarea ecuației (2.88). Este vorba de o ecuație care reprezintă ecuația barei vibrante sau a oscilațiilor elastice unidimensionale.

Desfășurarea procesului de vibroambutisare implică stabilirea de condiții inițiale și de condiții limită. Condițiile inițiale precizează deplasările și vitezele punctelor materialului la  $t = 0$ . În cazul studiat, condițiile inițiale sînt nule, adică:

$$u(y, 0) = 0; \left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = 0 \quad (2.95)$$

ceea ce înseamnă că materialul începe să vibreze fiind încă nedeformat și în repaus. Condițiile la limită precizează modul de fixare ale elementului de material considerat. Baza este fixată la un capăt și la celălalt este liberă. Se pun condițiile:

$$u(l, t) = 0 \text{ și } \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (2.96)$$

în care  $l = \frac{\pi}{2} r_{pl}$ .

Cu notațiile:

$$b^2 = \frac{E}{\rho} \cos^2 \alpha; f(y, t) = \frac{1}{\rho \Lambda \cos \alpha} F_0(y, t); F_0(y, t) = F_0(t) \quad (2.97)$$

(forțele excitatoare nu depind de ordonate) ecuația (2.97) ia forma cunoscută a ecuației undelor unidimensionale:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = b^2 \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + f(y, t) \quad (2.98)$$

Soluția problemei (2.98), (2.95), (2.96) se caută sub forma  $u(y, t) = v(y, t) + w(y, t)$ , (2.99)

în care  $v(y, t)$  este soluția problemei:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - b^2 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = 0 ; \quad (2.99)$$

$$v(y,t) \Big|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial v(y,t)}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0 ; \quad (2.100)$$

$$v(y,t) \Big|_{y=l} = 0, \quad \frac{\partial v(y,t)}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0 ; \quad (2.101)$$

Iar  $w(y,t)$  este soluția problemei:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - b^2 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\rho A \cos \alpha} F_0(t) ; \quad (2.102)$$

$$w(y,t) \Big|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial w(y,t)}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0 ; \quad (2.103)$$

$$w(y,t) \Big|_{t=l} = 0, \quad \frac{\partial w(y,t)}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0 ; \quad (2.104)$$

Pentru rezolvarea problemei (2.99), (2.100), (2.101) se folosește metoda separării variabilelor. Pentru început se caută soluțiile particulare ale ecuației (2.98) sub forma:

$$v(y,t) = Y(y) \cdot T(t), \quad (2.105)$$

care introduse în (2.99) conduc la ecuațiile diferențiale:

$$T''(t) - \lambda b^2 T(t) = 0 ; \quad (2.106)$$

$$Y''(y) - \lambda Y(y) = 0 . \quad (2.107)$$

Pentru ecuația (2.107) trebuie găsite soluțiile nebanale care satisfac condițiile:

$$Y(l) = 0, \quad Y'(0) = 0 . \quad (2.108)$$

Problema de rezolvat este o problemă Sturm-Liouville ale cărei valori proprii sînt:

$$\lambda_k = - \frac{(2k+1)^2 \pi^2}{4 l^2}, \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

și cărora le corespund funcțiile proprii:

$$Y_k(y) = C_k \cos \frac{(2k+1)}{2l} y, \quad k = 0, 1, 2 \dots$$

Pentru  $\lambda = \lambda_k$ , ecuația (2.106) are soluția generală:

$$T_k(t) = C_{1k} \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} bt + C_{2k} \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} bt,$$

și funcția:

$$v_k(y,t) = \left( A_k \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} bt + B_k \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} bt \right) \cdot \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y$$

satisface ecuația (2.99) cu condițiile la limită (2.101);  $A_k, B_k$  sînt parametri variabili.

Soluția problemei (2.99), (2.100), (2.101) se caută sub formă:

$$v(y, t) = \sum_{k=0}^{\infty} \left( A_k \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} bt + B_k \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b \cdot t \right) \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y \quad (2.109)$$

Pentru aceasta se determină parametrii  $A_k$  și  $B_k$  astfel încât  $v(y, t)$  să satisfacă condițiile inițiale (2.100); se ajunge la egalitățile:

$$\sum_{k=0}^{\infty} A_k \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y = 0 ;$$

$$\sum_{k=0}^{\infty} B_k \frac{(2k+1)\pi}{2l} b \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y = 0 ,$$

de unde rezultă  $A_k = 0$ ;  $B_k = 0$ ;  $k = 0, 1, \dots$

Deci soluția problemei (2.99), (2.100), (2.101) este:

$$v(y, t) = 0 \quad (2.110)$$

Soluția problemei (2.102), (2.103), (2.104) se caută sub formă de serie:

$$w(y, t) = \sum_{k=0}^{\infty} T_k(t) \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y \quad (2.111)$$

Substituind (2.111) în (2.102), se găsește:

$$\sum_{k=0}^{\infty} \left[ T_k''(t) + \left( \frac{(2k+1)\pi}{2l} b \right)^2 \right] \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y = \frac{F_0(t)}{\rho A \cos \alpha} \quad (2.112)$$

Prin rezolvarea funcției  $f(y, t) = \frac{F_0(t)}{\rho A \cos \alpha}$  pe  $(0, l)$  în serie Fourier de cosinusuri, din (2.112) rezultă ecuațiile diferențiale:

$$T_k''(t) + \left( \frac{(2k+1)\pi}{2l} b \right)^2 T_k(t) = \frac{4(-1)^k}{(2k+1)\pi} \cdot \frac{F_0(t)}{\rho A \cos \alpha} \quad (2.113)$$

$k = 0, 1, 2 \dots$

Prin integrarea ecuațiilor (2.113) prin metoda variației de constantă, se găsește:

$$T_k(t) = C_1 \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} b t + C_2 \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b t + \frac{8l(-1)^k}{(2k+1)^2 \pi^2 b} \cdot \frac{1}{\rho A \cos \alpha} \int_0^t F_0(\tau) \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b (t - \tau) d\tau \quad (2.114)$$

Impunând în (2.114) condițiile inițiale:

$$T_k(0) = 0, T_k'(0) = 0, k = 0, 1, 2 \dots, \text{ se obține :}$$

$$T_k(t) = \frac{8l(-1)^k}{(2k+1)^2 \pi^2 b \varrho \text{Acos } \alpha} \int_0^t F_0(\tau) \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b(t-\tau) d\tau. \quad (2.115)$$

Din (2.111), cu (2.115) rezultă soluția problemei (2.102), (2.103), (2.104).

$$w(y,t) = \frac{8l}{\pi^2 b \varrho \text{Acos } \alpha} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^2} \left( \int_0^t F_0(\tau) \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b(t-\tau) d\tau \right) \cdot \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y. \quad (2.116)$$

Cu acestea, din (2.98), (2.110), (2.116) rezultă soluția problemei (2.88') sub forma:

$$u(y,t) = \frac{8l}{\pi^2 b \varrho \text{Acos } \alpha} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^2} \left( \int_0^t F_0(\tau) \sin \frac{(2k+1)\pi}{2l} b(t-\tau) d\tau \right) \cdot \cos \frac{(2k+1)\pi}{2l} y. \quad (2.117)$$

#### 2.5.2. Ambutisarea cu introducerea a mișcării vibratorii torsionale

Mărimea efortului unitar radial total este influențată de efortul radial provenit din frecarea dintre semifabricat și elementele active. Acesta provine, în special, ca urmare a apăsării materialului semifabricatului, cu o forță  $Q$ , în vederea prevenirii apariției cutelor pe flanșă, cutare care, la rândul ei, este cauzată de apariția efortului unitar de compresiune tangențială.

În cele ce urmează va fi studiată influența frecării de contact la vibroambutisare în condițiile antrenării în mișcare dinamică și plăcii active. Frecarea de contact va fi studiată în legătură cu influența pe care aceasta o exercită asupra stării de eforturi unitare și, implicit, asupra tensiunii de curgere, adică a efortului unitar radial total, în zonele puternic afectate de fenomen: zona flanșei semifabricatului și zona de racordare a flanșei cu peretele lateral al pieseiambutisate.

a. în zona flanșei semifabricatului

Odată cu introducerea mișcării dinamice asupra plăcii active, în zona analizată apar vitezele relative:  $v_{def}$  - viteza de deformare, de tragere a materialului în cavitatea plăcii active și  $v_t$  - viteza tangențială aferentă mișcării dinamice (2.17). Resultanta lor este  $v_r$  definită pe baza relației (2.118):

$$v_r = \sqrt{v_{def}^2 + v_t^2}, \quad (2.118)$$

în care:  $v_r$  este viteza resultantă;

$v_{def}$  - viteza de deformare;

$v_t$  - viteza tangențială a punctului G situat la cota

$$\frac{R_1 + r_p}{2}$$

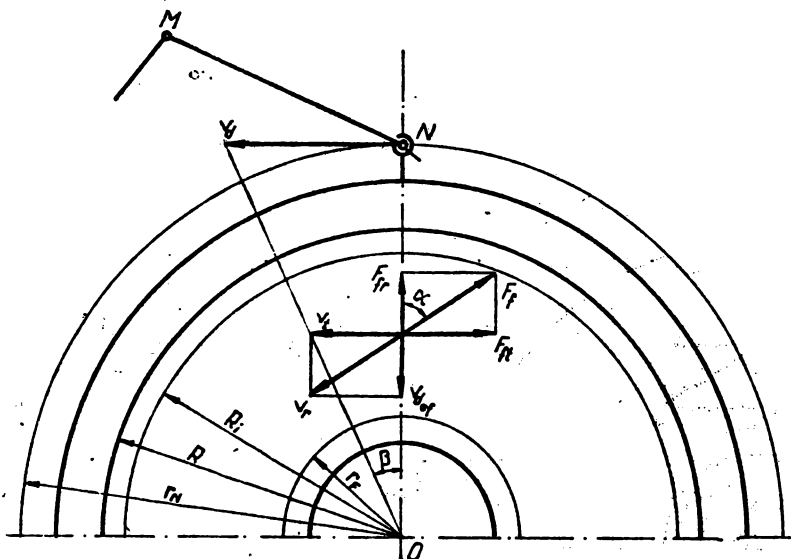


Fig.2.17. Cinetodinamica ambușării în varianta vibrării torsionale a plăcii active.

Viteza de deformare este diferită în prima fază, fază în care are loc înfășurarea materialului semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active de cea de a doua când materialul, odată înfășurat, este tras în continuare în cavitatea plăcii.

- faza înfășurării semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active.

Prin derivarea relației (2.78) și ținând seama de faptul că  $\dot{s} = v_g$  și  $\dot{R}_1 = v_{def}$ , viteza de deformare se scrie sub forma (2.73), în care  $\dot{s}$  este definit de (2.68), iar  $\dot{\phi}$  de (2.71).

Viteza mișcării dinamice de determină pe baza schemei cinemătice a mecanismului vibrator prezentat în figura 2.18. Oscilația sistemului se efectuează în accepțiunea unei mișcări armonice. De asemenea, se acceptă ca identice legile de mișcare ale punctelor N aferente figurilor 2.17 și 2.18.

Pentru mecanismul considerat se poate scrie:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_3 ; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0 . \end{cases} \quad (2.119)$$



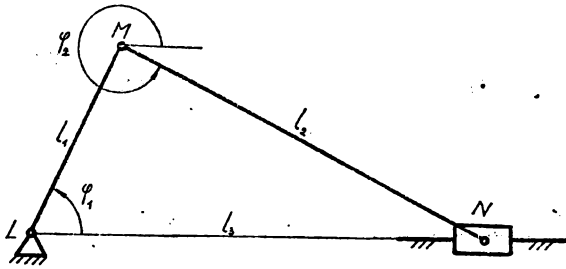


Fig.2.18.  
Schema cinematică a  
mecanismului vibrator.

Prin derivarea ecuațiilor (2.119) și ținând seama de faptul că  $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$ ,  $\dot{\varphi}_2 = \omega_2$  și  $\dot{l}_3 = v_d$ , se obține pentru viteza mișcării dinamice expresia:

$$v_d = l_1 \omega_1 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2}, \quad (2.120)$$

în care  $\varphi_2$  se obține prin rezolvarea sistemului (2.119):

$$\varphi_2 = \arcsin \left( - \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_2} \right). \quad (2.121)$$

Viteza tangențială a punctului G (fig. 2.17) se determină, ținând seama că:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v_d}{r_N} \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{2 v_t}{r_1 + r_F}, \quad (2.122)$$

cu expresia :

$$v_t = \frac{(r_1 + r_F) v_d}{2 r_N}. \quad (2.123)$$

Forța de frecare este îndreptată în partea opusă vitezei de deplasare a punctelor ce se găsesc pe suprafața semifabricatului. Forța de frecare se poate descompune în componentele cuprinse în figura 2.17, așa încît:

$$F_f = \mu Q; \quad (2.124)$$

$$F_{ft} = F_f \sin \alpha = \mu Q \sin \alpha; \quad (2.125)$$

$$F_{fr} = F_f \cos \alpha = \mu Q \cos \alpha, \quad (2.126)$$

în care:

- $F_f$  este forța de frecare rezultantă;
- $F_{ft}$  - forța de frecare tangențială;
- $F_{fr}$  - forța de frecare radială;
- $Q$  - forța de apăsare a materialului;
- $\mu$  - coeficientul de frecare.

Conform ipotezei energetice a plasticității, în care pentru coeficientul lui Lode s-a stabilit valoarea medie ( $\beta = 1,1$ ), se poate scrie:

$$\sigma_{\varphi} = \sigma_{\theta} = 1,1 \sigma_c \quad (2.127)$$

Efortul unitar de compresiune tangențială ca urmare a introducerii mișcării dinamice torsionale, mișcare ce generează o forță de frecare suplimentară, este dat de relația:

$$\sigma_{\theta d} = \sigma_{\theta} + \frac{F_{ft}}{g(R_1 - r_f)} \quad (2.128)$$

în care:

$\sigma_{\theta d}$  este efortul unitar de compresiune tangențială la vibroambutisare;

$\sigma_{\theta}$  - efortul unitar de compresiune tangențială la ambutisare;

$g$  - grosimea materialului semifabricatului;

$r_f$  - rază, cu semnificația din figurile (2.11 și 2.17).

Ținând seama de faptul că:

$$\alpha = \arcsin \frac{v_t}{v_r} \quad (2.129)$$

relația (2.129) devine:

$$\sigma_{\theta d} = \sigma_{\theta} + \frac{\mu_0}{g(R_1 - r_f)} \cdot \frac{v_t}{v_r} \quad (2.130)$$

Efortul unitar de tragere radială, ca urmare a introducerii mișcării dinamice torsionale, este dat de relația:

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\rho} - \frac{F_f - F_{fr}}{g \eta \frac{R_1 + r_f}{2}} \quad (2.131)$$

în care:

$\sigma_{\rho d}$  este efortul unitar de tragere radială la vibroambutisare;

$\sigma_{\rho}$  - efortul unitar de tragere radială la ambutisare.

Dar:

$$\alpha = \arccos \frac{v_{def}}{v_r} \quad (2.132)$$

de unde relația (2.131) devine:

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\rho} - \frac{2\mu_0}{\eta g(R_1 + r_f)} \left( 1 - \frac{v_{def}}{v_r} \right) \quad (2.133)$$

În cazul vibroambutisirii relația (2.127) devine:

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\theta d} = 1,1 \sigma_{\theta d} \quad (2.134)$$

Introducând (2.130), (2.133) în (2.134) și ținând seama de

(2.127), se obține:

$$1,1 \sigma_c = \frac{2 \mu_0}{\sqrt{g(R_1 + r_F)}} \left(1 - \frac{v_{def}}{v_r}\right) - \frac{\mu_0}{g(R_1 - r_F)} \cdot \frac{v_t}{v_r} = 1,1 \sigma_{cd} \quad (2.135)$$

În relația (2.135) :

$$\sqrt{g(R_1 + r_F)} > 0 ; \quad (2.136)$$

$$\left(1 - \frac{v_{def}}{v_r}\right) > 0 ; \quad (2.137)$$

$$g(R_1 - r_F) > 0 \quad (2.138)$$

de unde rezultă:

$$\sigma_c > \sigma_{cd} \quad (2.139)$$

- faza ulterioară înfășurării semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active.

Odată înfășurarea semifabricatului realizată, viteza de deformare devine egală cu viteza stației de înaintare a poansonului:

$$v_{def} = v_s \quad (2.140)$$

În ceea ce privește viteza tangențială, aceasta se determină cu relația (2.123), iar eforturile unitare principale cu relațiile (2.130) și (2.133).

b. în zona de racordare a flanșei cu peretele lateral al piesei ambutisate

După introducerea în matrița de ambutisare a mișcării dinamice prin intermediul plăcii active, și în zona de racordare a flanșei cu peretele lateral, viteza rezultantă se prezintă ca o sumă algebrică dată de relația (2.116). Componentele acestora diferă funcție de poziția relativă a materialului semifabricatului față de placa activă a matriței. Ca urmare, pe parcursul transformării semifabricatului plan în piesă cavă se deosebesc următoarele faze: faza în care are loc înfășurarea materialului semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active; faza în care materialul este tras în cavitatea plăcii dar conturul marginal nu a ajuns în porțiunea racordată; faza în care conturul marginal al semifabricatului se găsește în porțiunea racordată.

- faza înfășurării semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active

Si pentru această zonă, relația de definire a vitezei de deformare se scrie sub forma (2.73). Pentru explicitarea vitezei tangențiale a punctului  $E_1$ , în ilcea, că acesta reprezintă mijlocul cercului de cerc  $EP$ , înfășurat în această fază de materialul semifabricatului, se poate scrie:

$$v_{t\beta} = \frac{v_d}{R_1} \quad \text{și} \quad v_{t\beta} = \frac{v_t}{R_1} \quad (2.141)$$

de unde:

$$v_t = (r_F - r_{pl} \sin \frac{\beta}{2}) \frac{v_d}{r_{II}} \quad (2.142)$$

Efortul unitar de compresiune tangențială, ca urmare a introducerii mișcării dinamice, ținând seama de (2.128) și (2.131), are forma:

$$\sigma_{\theta d} = \sigma_{\theta} + \frac{\mu Q}{2g \cdot r_{pl}} \cdot \frac{v_t}{v_r} \quad (2.143)$$

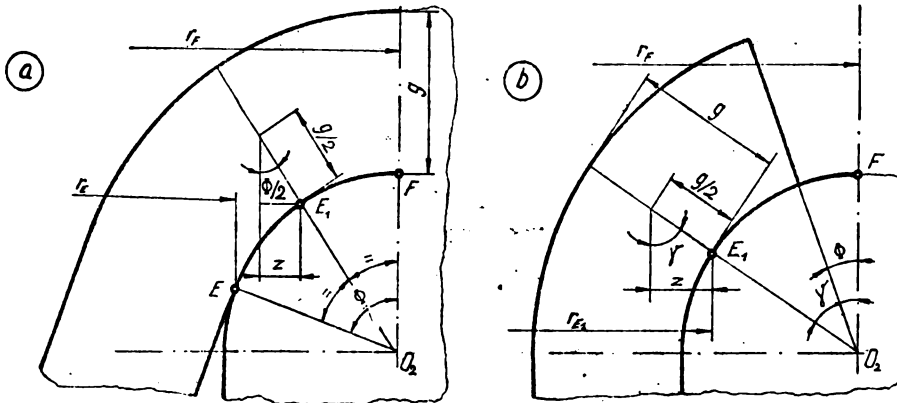


Fig. 2.19. Geometria deformării aferente fazei înfășurării semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active; înainte (a) și după (b) depășirea racordării F de către marginea semifabricatului.

La rîndul său, efortul unitar de tragere radială la vibroambutisare, ținând seama de (2.131), (2.132) și de figura 2.19, se scrie sub forma:

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\rho} - \frac{2 \mu Q e^{\mu \beta}}{\pi g (r_F - r_{pl} \sin \beta/2)} \left( 1 - \frac{v_{def}}{v_r} \right), \quad (2.144)$$

în care:  $z = \frac{r}{2} \sin \beta/2$ .

- faza în care înfășurarea semifabricatului pe porțiunea racordată a plăcii active este terminată, dar conturul său nu a depășit racordarea F (fig. 2.19).

Viteza de deformare ajunge să fie identică cu viteza de deplasare statică a poansonului, relația (2.140) fiind deci valabilă și în acest caz. În schimb, viteza tangențială a punctului reprezentativ, considerat a fi poziționat de unghiul  $\beta/2$  ( $\beta = \pi/2$ ), este dată de relația:

$$v_t = \left( r_F - \frac{\sqrt{2}}{2} r_{pl} \right) \frac{v_d}{r_{II}} \quad (2.145)$$

Efortul unitar de compresiune tangențială, ca urmare a introducerii vibrațiilor, are forma:

$$\sigma_{\theta d} = \sigma_{\theta} + \frac{4 \mu Q}{\pi g (g + 2r_{pl})} \cdot \frac{v_t}{v_r}, \quad (2.146)$$

iar cel de tragere radială este definit de relația:

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\rho} - \frac{\mu Q_e \mu^{\frac{\pi}{2}}}{\pi \varepsilon (r_F - \frac{\sqrt{2}}{2} r_{pl} - \frac{\sqrt{2}}{4} \varepsilon)} \left( 1 - \frac{v_{def}}{v_r} \right). \quad (2.147)$$

- faza în care conturul marginal al semifabricatului a depășit racordarea F (fig.2.19).

Viteza tangențială a punctului reprezentativ considerat  $E_1$  este definită prin expresia:

$$v_t = (r_F - r_{pl} \sin \frac{\pi + 2\theta}{4}) \frac{v_d}{r_M}. \quad (2.148)$$

În ceea ce privește efortul unitar de compresiune tangențială acesta este definit de relația:

$$\sigma_{\theta d} = \sigma_{\theta} + \frac{4 \mu Q}{\varepsilon (2r_{pl} + \varepsilon) (\pi - 2\theta)} \cdot \frac{v_d}{v_r}, \quad (2.149)$$

iar cel de întindere radială (fig.2.19, b) :

$$\sigma_{\rho d} = \sigma_{\rho} - \frac{\mu Q_e \mu \left( \frac{\pi}{2} - \theta \right)}{\pi \varepsilon (r_F - r_{pl} \sin \frac{\pi + 2\theta}{4} - \varepsilon)} \left( 1 - \frac{v_{def}}{v_r} \right), \quad (2.150)$$

în care:

$$z = \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin \frac{\pi + 2\theta}{4}.$$

Pentru toate fazele ulterioare considerate, raționamentul aplicat în cazul primei faze conduce la aceeași concluzie ca cea cuprinsă în relația (2.139). Această, transpusă în cuvinte, evidențiază faptul că, în cazul vibroambutisării, tensiunea de curgere a materialului este mai mică decât în cazul ambutisării convenționale ca urmare a influenței exercitate de forța suplimentară de frecare ce ia naștere odată cu introducerea mișcării dinamice. Iar avantajele care decurg din scăderea tensiunii de curgere sînt evidente: creșterea plasticității și îmbunătățirea condițiilor de deformare.

### 3. UTILAJ TEHNOLOGIC REALIZAT PENTRU CERCETARI EXPERIMENTALE

#### 3.1. Structura utilajului

În vederea determinării influenței vibrațiilor întreținute la deformarea plastică prin ambutisare a fost proiectat și realizat un stand aferent preseii hidraulice de 750 kN aflată în dotarea laboratorului de tehnologia presării la rece din cadrul Institutului de învățământ superior din Sibiu, stand prezentat în figurile 3.1 și 3.2.

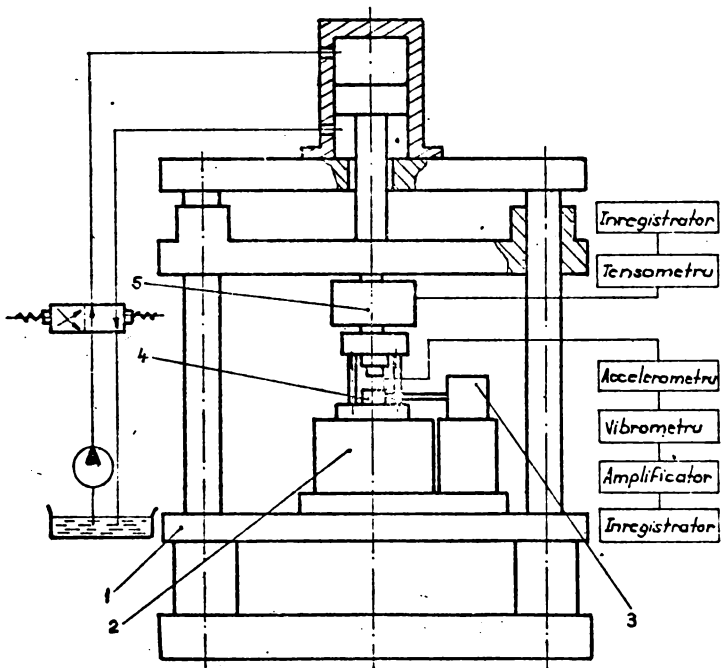


Fig.3.1. Schema de ansamblu a standului experimental .

Standul, montat pe masa preseii 1, se compune din următoarele subansamble principale:

- masa vibratoare 2 ce realizează mișcarea oscilatorie axială în plan vertical; este realizată în trei variante constructive, și anume: vibrator mecanic cu antrenarea directă, vibrator mecanic cu reacțiune și vibrator hidraulic;
- vibratorul mecanic cu antrenare directă 3 ce realizează mișcarea oscilatorie torsională în plan orizontal;
- matrița pentru vibrambutisare 4.

Schema de măsurare a forțelor include captorul de forță 5 montat pe traversa mobilă a presi 1, puntea tensometrică 6 (N23o4-BMI)

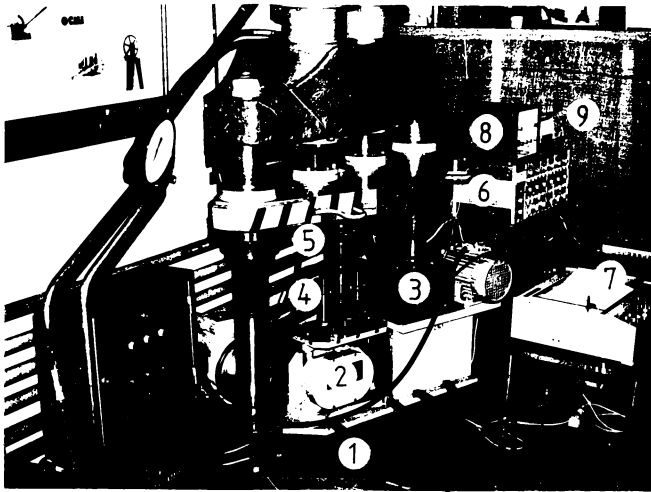


Fig.3.2.  
Vedere de ansamblu  
a standului  
experimental.

și sistemul de înregistrare 7 (Endim 62oo2, Visicorder 22o6), iar cea a parametrilor vibrațiilor, accelerometrul 8(KD31) și vibrometrul 9 (Stroboscop N 26o1).

### 3.2. Captorul de forță

În vederea măsurării și studierii forțelor dezvoltate la deformarea plastică prin ambutisare (vibroambutisare), s-a realizat un captor de forță (dinamometru cu convertire directă) cu traductoare tensometrice rezistive. Alegerea acestui tip de dinamometru a fost determinată de avantajele pe care le conferă: sensibilitate mare, inerție mică, rigiditate ridicată, posibilitatea efectuării măsurărilor atât în regim static cât și în regim dinamic, posibilitatea compensării efectelor perturbatoare, posibilitatea analizei semnalelor cu ajutorul amplificatoarelor și aparatelor de lectură a datelor etc.

La tipul de dinamometru ales forța de deformare acționează asupra unui element elastic producând o deformare a acestuia măsurată prin intermediul unui traductor lipit de element. Principala lui proprietate este liniaritatea adică păstrarea unei relații între variația rezistenței electrice a traductorului și deformarea relativă a elementului elastic. Liniaritatea este condiționată, printre altele, de proprietățile elastice ale elementului sensibil, respectiv de valoarea limitei de proporționalitate a oțelului din care este confecționat acesta.

Intrucât materialul folosit pentru construcția elementelor elastice ale captoarelor de forță trebuie să posedă proprietatea de a

asigura deformații cât mai mari, fără însă a depăși limita de elasticitate, să aibă limita de curgere cât mai ridicată, în comparație cu rezistența la rupere, iar la temperatura de lucru să nu manifeste deformații deflואj, s-a ales pentru construcția elementelor elastice oțelul 13 CrNi30 STAS 791-80.

Traductoarele tensometrice rezistive lipite pe elementele elastice sînt confecționate dintr-un fir metalic (folie) care are proprietatea de a-și modifica rezistența electrică proporțional cu deformația mecanică. Principiul de funcționare al traductorului rezistiv se bazează pe relația care exprimă rezistența electrică  $R$  a unui fir (folie) cu secțiune constantă.

$$R = \rho \frac{l}{A} [\Omega] ; \quad (3.1)$$

în care :  $R$  este rezistența electrică a firului (foliei), în  $\Omega$  ;

$\rho$  - rezistivitatea materialului firului (foliei), în  $m$  ;

$l$  - lungimea firului, în  $m$  ;

$A$  - aria secțiunii firului, în  $m^2$ .

Pe baza acestei relații, traductoarele pot măsura mărimi neelectrice care produc variația rezistivității  $\rho$ , lungimii  $l$  sau secțiunii  $A$ . Legătura dintre variația rezistenței electrice și deformația specifică a firului (foliei) traductorului tensometric este dată de relația:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R} ; \quad (3.2)$$

în care:  $k$  e coeficientul de sensibilitate a firului (foliei) traductorului;

$\Delta l$  - variația lungimii firului (foliei);

$\Delta R$  - variația de rezistență datorită deformației.

Sensibilitatea traductorului în ansamblu se determină cu

relația: 
$$k = \frac{\epsilon_R}{\epsilon_l} ; \quad (3.3)$$

în care:

$$\epsilon_R = \frac{\Delta R}{R} ; \text{ și } \epsilon_l = \frac{\Delta l}{l} .$$

Sensibilitatea traductorului denumită și constanta traductorului s-a determinat pentru fiecare traductor în parte.

Captorul de forță a fost proiectat și realizat pentru a măsura cu mare acuratețe, atât forțele statice cât și cele dinamice, pînă la o viteză maximă de 50km. Aceasta are în componența sa trei elemente elastice avînd forma și dispunerea conform figurii 3.3.



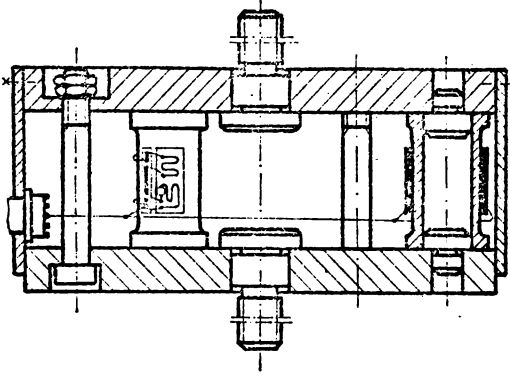


Fig.3.3.  
Captorul de forță.

Pe exteriorul fiecărui element, în secțiunea mediană și pe generatoarele diametral opuse s-a aplicat câte un traductor KY11-6/120 (Hottinger - R.F.G.). Aplicarea unui astfel de traductor pe un element elastic este prezentată în figura 3.4. Lipirea traductoarelor



Fig.3.4.  
Amplasarea traductorului pe elementul elastic.

s-a făcut pe suprafețe curățite, în prealabil, cu adezivi pe bază de poliesteri - X60(Hottinger - R.F.G.); șase traductoare (duble) au fost legate în punte, astfel încât să preia numai efortul axial, excluzându-se celelalte. După echilibrarea celor patru brațe ale punții traductoarele au fost izolate. Izolarea s-a realizat prin aplicarea unui strat de adeziv lichid pe bază de cauciuc peste traductorul lipit și peste conexiuni, după care a fost aplicat un strat de chit de cauciuc AK 22(Hottinger-R.F.G.) cu o grosime de 0,5 cm, presându-se atât pe margini cât și pe traductor.

Etalonarea captorului de forță s-a făcut pe o mașină universală de încercări WPI - R.D.G. (100 kN) având clasa de precizie 0,5.

După efectuarea tuturor experimentărilor s-a reestalonat captorul, pe aceeași mașină de încercat și cu aceleași aparate din lanțul de măsură, obținându-se valori medii identice cu valorile obținute inițial. Astfel s-a constatat și s-a probat liniaritatea punctului de zero și liniaritatea funcției sarcină-deformație în timp, pe întregul lanț de măsură.

### 3.3. Vibratoare

În componența utilajului experimental intră vibratoare mecanice (cu antrenare directă și cu reacțiune) și un vibrator hidraulic. Tipul acestora a fost stabilit avându-se în vedere limitările <sup>impuse</sup> de performanțe vibratoarelor. Astfel, vibratoarele electromagnetice, electrodinamice și piezoelectrice deși permit varierea frecvenței în limite foarte largi, nu permit, în schimb, depășirea unor limite joase ale forței dinamice. Forțe mici realizează și vibratoarele pneumatice. În schimb, cu vibratoarele mecanice și hidraulice se obțin forțe dinamice mari și foarte mari, iar gamele de frecvență și amplitudine dezvoltate de acestea sînt suficient de largi pentru a fi indicată folosirea lor la deformarea plastică asistată de vibrații. Vibratoarele ce intră în componența standului se completează unele pe altele în ceea ce privește mărimea forței dinamice, frecvența și amplitudinea mișcării vibratorii.

#### 3.3.1. Vibratoare mecanice cu antrenare directă

În figura 3.5 este prezentat montajul realizat prin utili-

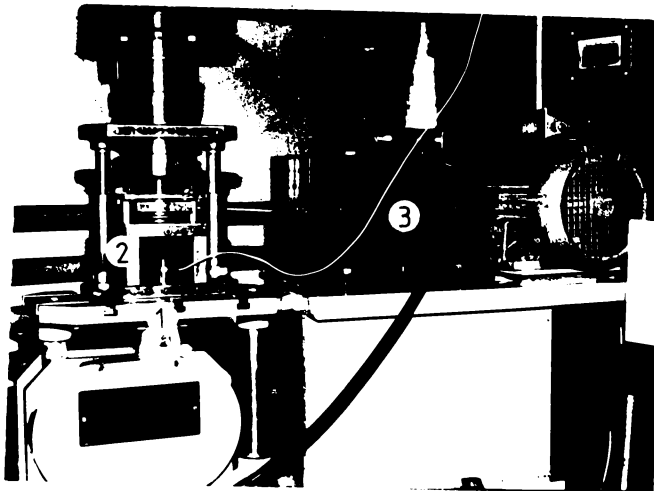


Fig.3.5.  
Vibratoare mecanice cu antrenare directă aferente utilajului experimental.

zarea celor două vibratoare mecanice cu antrenare directă. Unul dintre

acestea este conceput ca o masă vibratoare 1 pe care este așezată matrița de ambutisare 2. Aceasta introduce mișcarea vibratorie în zona de deformare pe direcție verticală. Celălalt vibrator 3, dispus lateral față de matrița de ambutisare, antrenează în mișcare vibratorie torsională, în plan orizontal, placa activă a acesteia.

În esență, vibratoarele mecanice cu antrenare directă concepute realizează transformarea mișcării de rotație în mișcare alternativă de translație prin intermediul unui mecanism format dintr-un excentric care antrenează în rotația sa un element articulat (mecanism bielă-manivelă).

Schema constructivă a mesei vibratoare cu antrenare directă este prezentată în fig.3.6. Mișcarea de rotație primită de la un motor electric cu turație fixă prin intermediul curelelor de transmisie și a

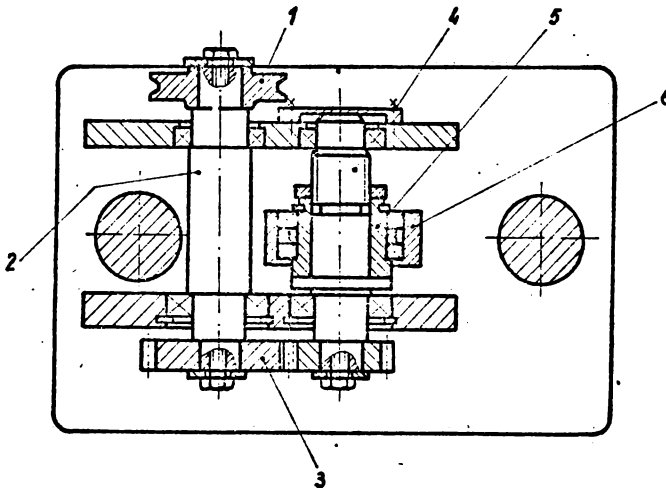


Fig.3.6.Schema constructivă a mesei vibratoare.

roții de curea 1 ajunge, prin intermediul arborelui 2, la perechea de roți dințate 3. Pe arborele excentric 4 este montată bușă excentrică 5 care transmite mișcarea bielei 6, articulată cu celălalt capăt de masa vibratoare propriu-zisă. Varierea frecvenței și a amplitudinii se face în mod discret, în timp ce mașina este oprită. Prin schimbarea roților dințate este variată frecvența (20; 25; 30; 40; 45; 50 și 60Hz), iar prin schimbarea poziției bușei excentrice în raport cu arborele excentric, amplitudinea deplasării (0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,10; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; și 0,24 mm). Blocarea bușei într-o anumită poziție în raport cu arborele excentric se realizează cu ajutorul unui cuploj dințat. Dimensionarea vibratorului a fost făcută pentru o forță de excitație maximă de 20 kW.

Schema constructivă a vibratorului pentru antrenarea torsională a plăcii active a matriței este prezentată în figura 3.7. De la

motorul electric mișcarea de rotație este transmisă prin curele, roata de curea 1, angrenajul de roți dințate 3, și transformată în mișcare vibratorie în plan orizontal prin intermediul excentricității 4 și 5

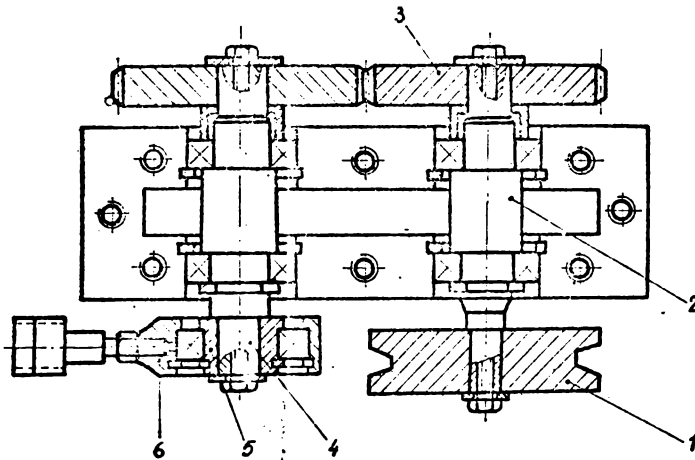


Fig.3.7.Schema constructivă a vibratorului pentru antrenarea torsională a plăcii active a matritei.

(arbore excentric și bucsă excentrică). În continuare, prin intermediul articulației sferice 7, placa activă de ambutisare este antrenată în mișcare vibratorie torsională. Reglajul frecvenței și a amplitudinii se face în mod discret în timp ce vibratorul este oprit. Schimbarea frecvenței (15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 55 și 60 Hz) se face prin schimbarea roților de curea sau a roților dințate, iar amplitudinea deplasării (2,00; 2,50; 3,25; 5,75 și 6,27 mm) se modifică prin schimbarea excentricității mecanismului vibrator. Dimensionarea vibratorului a fost făcută în contextul frecării ce trebuie învinsă în zona de lucru a matritei de ambutisare precum și a forței de inerție a sistemului oscilant, pentru o forță de excitație maximă de 10kN.

Schema cinematică a mecanismului vibrator este prezentată în figura 3.8. Elementul conducător este constituit de excentricitatea OA, iar elementul condus - elementul vibrator 3. Spațiul parcurs de acesta din urmă, adică dublul amplitudinii deplasării mișcării vibratorii, este definit de relația:

$$s_B = l_3 = l_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (3.4)$$

Introducând notația  $\lambda = \frac{l_1}{l_2}$ , expresia (3.4) devine:

$$l_3 = l_1 \left[ \cos \varphi_1 + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right] \quad (3.5)$$

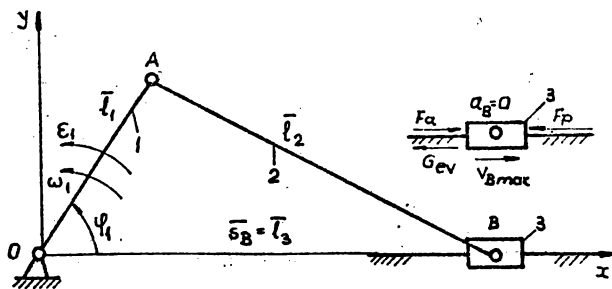


Fig.3.8.

Schema cineto-dinamică a mecanismului vibrator cu antrenare directă.

Prin dezvoltarea expresiei  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$  în serie /77/, se obține:

$l_3 = l_1 (A_0 + A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos 2 \varphi_1 + A_4 \cos 4 \varphi_1 + A_6 \cos 6 \varphi_1 + \dots)$ , în care:

$$A_0 = \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{4} - \frac{3\lambda^3}{64} - \frac{5\lambda^5}{256} - \dots, \quad (3.6)$$

$$A_1 = 1, \\ A_2 = \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda^3}{16} = \frac{15\lambda^5}{512} + \dots, \quad (3.7)$$

$$A_4 = - \left( -\frac{\lambda^3}{64} + \frac{3\lambda^5}{256} + \dots \right),$$

$$A_6 = \frac{\lambda^5}{512} \dots$$

Din (3.6) se observă că spațiul parcurs de elementul vibrator se compune dintr-o sumă de funcții trigonometrice de diferite perioade. Derivând (3.6) de două ori în raport cu timpul se obține viteza și accelerația elementului vibrator. Întrucît,  $\lambda < \frac{1}{3}$ , termenii ce conțin pe  $\lambda$  la puterea a treia sau mai mare, sînt mici. În consecință se neglijează. Reținînd doar armonicile de ordinul unu și doi, dublul amplitudinii deplasării, viteza și amplitudinea mișcării dinamice sînt date de expresiile:

$$s_B = l_1 \left( \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{4} + \cos \varphi_1 + \frac{1}{4} \lambda \cos 2 \varphi_1 \right), \\ v_B \approx -l_1 \omega_1 \left( \sin \varphi_1 + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \varphi_1 \right), \quad (3.8) \\ a_B \approx -l_1 \omega_1^2 (\cos \varphi_1 + \lambda \cos 2 \varphi_1).$$

Se constată că  $v_B = 0$  la capătul cursei, adică atunci cînd  $\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi$ .

Viteza de rotație a elementului OA este constantă,  $\omega_1 = ct$ , deci  $\varepsilon_1 = 0$ , accelerația  $a_B = 0$  acolo unde  $v_B = v_{B \max}$ , adică pentru:

$$\varphi_1 = \arccos \left( \frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \right). \quad (3.9)$$

Extremele accelerației rezultă prin anularea ultimei expresii din (3.8), adică:

$$\sin \varphi_1 + 2\lambda \sin 2\varphi_1 = 0, \quad (3.10)$$

de unde:  $\sin \varphi_1 = 0$ , cu soluțiile

$$\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi, \dots; \quad (3.11)$$

$$\cos \varphi_1 = \frac{-1}{4\lambda}, \text{ cu soluțiile:}$$

$$\varphi_1' = \arccos \left( -\frac{1}{4\lambda} \right). \quad (3.12)$$

Intrucît pentru soluțiile constructive realizate  $\lambda \leq \frac{1}{4}$ , accelerația elementului vibrator are extreme numai pentru soluțiile ecuației (3.11).

Excentricitatea fiind foarte mică în raport cu lungimea bielei  $l_1/l_2 \ll 0,1$ , mișcarea oscilatorie a elementului vibrator se poate considera armonică /128/.

Studiul dinamicii mecanismului vibrator se face pe baza schemelor din figura 3.8. După cum rezultă și din figură, asupra elementului vibrator acționează:

$F_p$  - forța din proces;

$F_a$  - forța activă dezvoltată de motorul vibratorului;

$G_{ev}$  - greutatea elementului vibrator.

Condiția de funcționare a vibratorului este dată de relația:

$$c \cdot F_{a \min} \geq F_{p \max} + G_{ev}, \quad (3.13)$$

în care  $c$  este coeficient de siguranță,  $c = 1,1 \dots 1,3$ .

Considerînd puterea utilă maximă dezvoltată de motor:

$$P_{\max} = P\eta = F_a \cdot v_B, \quad (3.14)$$

în care  $\eta$  este randamentul vibratorului și ținînd seama de faptul că  $F_{a \min}$  se obține la  $v_{B \max}$ , condiția de funcționare a vibratorului devine:

$$F_{p \max} \leq \frac{\eta P c}{v_{B \max}} - G_{ev}. \quad (3.15)$$

Relația (3.15) a stat la baza calculului de dimensionare a vibrotoarelor.

### 3.3.2. Vibrator mecanic cu reacțiune

Vibratorul, realizat sub formă unei mese vibratoare din

dotarea utilajului experimental, este prezentat în figura 3.9. Mișcarea dinamică a subansamblului vibrator 1, ghidată de coloanele 2, se realizează cu ajutorul maselor excentrice neechilibrate aflate în mișcare de rotație ca urmare a antrenării lor de către motorul 3 prin intermediul unei transmisii prin curele. Subansamblul vibrator este

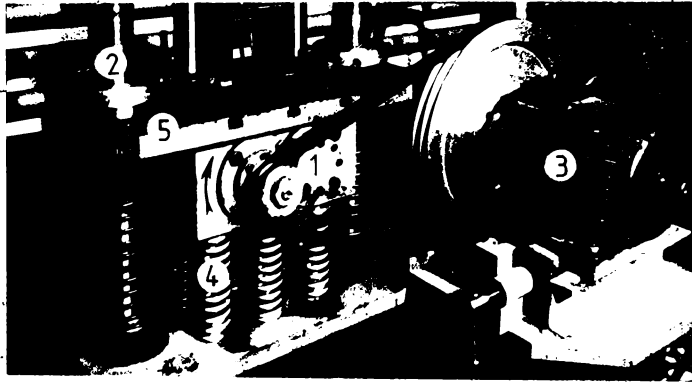


Fig.3.9.  
Masa vibratoare  
mecanică cu reacțiune.

ăgezat pe pachetul de arcuri elicoidale 4 de constantă elastică cunoscută. Matrița pentru vibroambutisare se montează pe masa 5, poziționată la partea superioară a subansamblului vibrator. Se precizează că, pentru matrița care nu posedă coloane de ghidare proprii, rolul acestora este preluat de coloanele de ghidare ale mesei vibratoare, realizate în acest scop la o cotă pe înălțime mai mare decât cea necesară ghidării subansamblului vibrator.

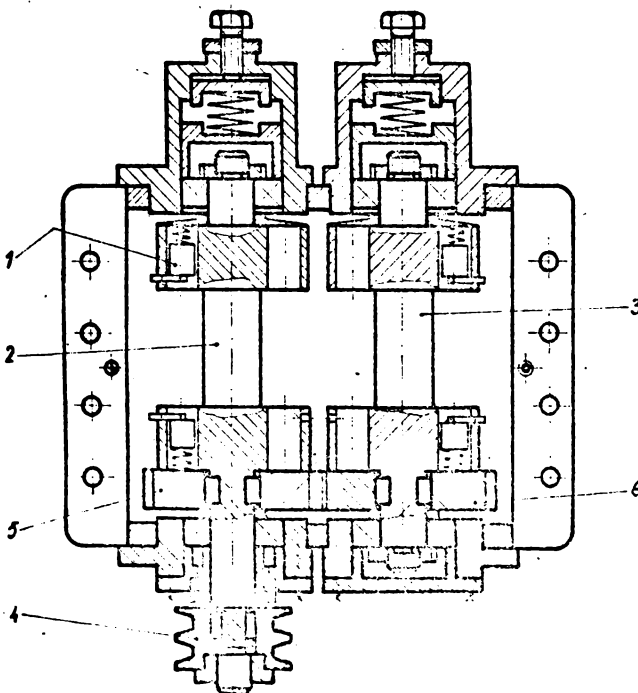


Fig.3.10. Subansamblul vibrator.

Posibilitatea realizării mișcării dinamice este evidențiată prin figura 3.10. Prin introducerea greutăților 1 în alezajele discurilor aferente arborilor 2 și 3 se obțin mase excentrice neechilibrate. Acestea se rotesc în sensuri opuse și sînt astfel dispuse, în alezajele discurilor, încît forțele de dezechilibru se adună pe direcție verticală și se anulează pe direcție orizontală. Pentru efectivă generare de mase excentrice în mișcare de rotație (forța perturbatoare) acționază la mijlocul distanței

dintre cei doi arbori și este perpendiculară pe planul ce conține acești arbori. În funcție de numărul greutateților introduse (1, 2, 3 sau 4) în alezajele cilindrice (8 în fiecare disc-axele alezajelor discurilor de pe același arbore sînt coaxiale, iar alezajele a două discuri vecine sînt simetrice față de planul de simetrie al arborilor) se pot obține la aceeași frecvență mai multe valori ale amplitudinii deplasării masei vibratoare și a forței dinamice.

Schimbarea sensului mișcării primite de la motorul electric, prin intermediul roții de curea 4, precum și sincronizarea mișcării arborilor, se face cu ajutorul roților dințate egale 5 și 6.

Greutatea unei mase excentrice este de 0,79 N, iar raza cercului centrelor de rotație a maselor excentrice este de 0,04 metri. La rîndul ei, greutatea vibratorului este de 340 N, iar a masei vibratoare (vibrator, placă superioară și mase excentrice) de:

683,16 N - cu cîte o masă excentrică pe fiecare disc;

868,32 N - cu cîte două mase excentrice pe fiecare disc;

689,48 N - cu cîte trei mase excentrice pe fiecare disc;

692,64 N - cu cîte patru mase excentrice pe fiecare disc.

Calculul forței dinamice se face ținînd seama de următoarele:

- pentru fiecare disc cu o masă excentrică, forța dinamică este dată de relația:

$$F_{dl} = m_{01} r_1 \omega^2, \quad (3.16)$$

în care:  $m_{01}$  este masa greutateții excentrice;

$r_1$  - raza centrului de greutate al masei excentrice ( $r_1 = r$ );

$\omega$  - pulsația forței dinamice.

- pentru întregul vibrator, deci pentru patru discuri:

$$F_{dl} = 4 m_{01} r_1 \omega^2; \quad (3.17)$$

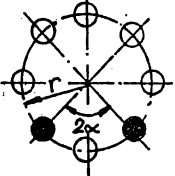
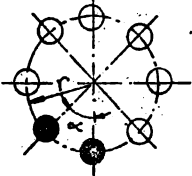
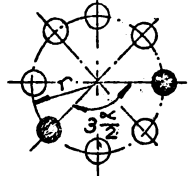
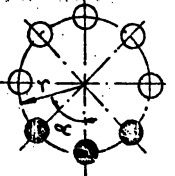
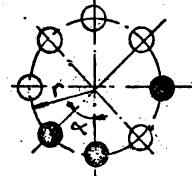
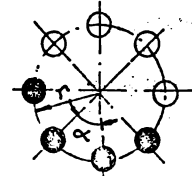
- pentru „i” mase excentrice montate în fiecare disc:

$$F_{dl} = 4im_{01}r_1 \omega^2. \quad (3.18)$$

Pe baza acestora, în tabelul 3.1 sînt prezentate relațiile de calcul ale forței dinamice, în cazurile avantajoase de dispunere a maselor excentrice, stabilite pentru soluția tehnică adoptată. În același tabel sînt cuprinse valorile numerice ale forțelor dinamice pentru gama de frecvență realizată prin construcția vibratorului (motorul de antrenare  $n = 1500$  rot/min).

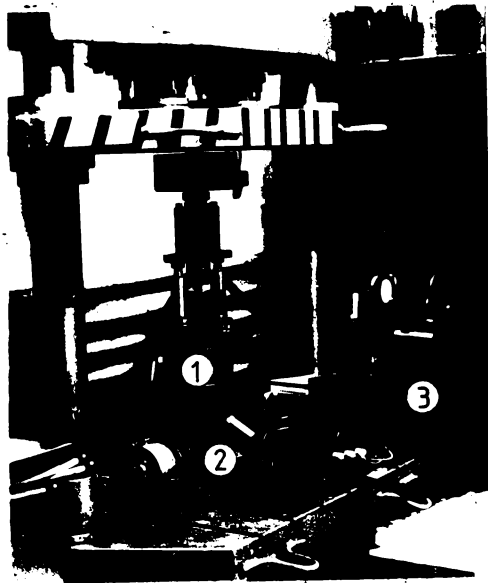


Tabelul 3.1

FORTA DINAMICĂ															
Pentru o masă excentrică						$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150			
$\eta = r$ $F_{d1} = 4m_{o1} r_1 \omega^2 = 0,05081 f^2$						$F_{d1}, \text{N}$	317	2489	4115	6148	8566	11432			
Pentru două mase excentrice															
 <p> <math>m_o = 2m_{o1}</math>  <math>\alpha = 45^\circ</math>  <math>r_2' = r \cos \alpha</math>  <math>F_{d2}' = 0,07113 f^2</math> </p>			 <p> <math>m_o = 2m_{o1}</math>  <math>\alpha = 45^\circ</math>  <math>r_2'' = r \cos \frac{\alpha}{2}</math>  <math>F_{d2}'' = 0,09349 f^2</math> </p>			 <p> <math>m_o = 2m_{o1}</math>  <math>\alpha = 45^\circ</math>  <math>r_2''' = r \cos \frac{3\alpha}{2}</math>  <math>F_{d2}''' = 0,04084 f^2</math> </p>			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
$F_{d2}', \text{N}$			$F_{d2}'', \text{N}$			$F_{d2}''', \text{N}$			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
444			584			254			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
3485			4581			1991			$f, \text{Hz}$	70	70	90	110	130	150
5761			7572			3991			$f, \text{Hz}$	90	90	110	130	150	150
8606			11312			4917			$f, \text{Hz}$	110	110	130	130	150	150
12020			15799			6868			$f, \text{Hz}$	130	130	130	130	150	150
16004			21035			9144			$f, \text{Hz}$	150	150	150	150	150	150
Pentru trei mase excentrice						Pentru patru mase excentrice									
 <p> <math>m_o = 3m_{o1}</math>  <math>\alpha = 45^\circ</math>  <math>r_3' = r \cos \alpha</math>  <math>F_{d3}' = 0,10571 f^2</math> </p>			 <p> <math>m_o = 3m_{o1}</math>  <math>x_e = \frac{r(1 - \cos \alpha)}{3}</math>  <math>y_e = \frac{r(1 + \sin \alpha)}{3}</math>  <math>r_3'' = \sqrt{x_e^2 + y_e^2}</math>  <math>F_{d3}'' = 0,09739 f^2</math> </p>			 <p> <math>m_o = 4m_{o1}</math>  <math>x_e = -\frac{r}{3}</math>  <math>y_e = -\frac{r}{3}(2 \sin \alpha + 1)</math>  <math>r_4 = \sqrt{x_e^2 + y_e^2}</math>  <math>F_{d4} = 0,17275 f^2</math> </p>			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
$F_{d3}', \text{N}$			$F_{d3}'', \text{N}$			$F_{d4}, \text{N}$			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
666			546			1079			$f, \text{Hz}$	25	70	90	110	130	150
5228			4282			8454			$f, \text{Hz}$	70	70	90	110	130	150
8543			7078			13992			$f, \text{Hz}$	90	90	110	130	150	150
12911			10574			20902			$f, \text{Hz}$	110	110	130	130	150	150
18033			14769			29194			$f, \text{Hz}$	130	130	130	130	150	150
24009			19662			35568			$f, \text{Hz}$	150	150	150	150	150	150

### 3.3.3 Vibrator hidraulic

Vederea de ansamblu a vibratorului hidraulic din componența utilajului experimental pentru vibroambutisare este prezentată în figura 3.11. Se remarcă următoarele subansamble componente: motorul



hidraulic vibrator 1, excitatorul de vibrații al tijei distribuitorului motorului hidraulic vibrator 2 și grupul de pompe 3 aferent motorului. Distribuitorul motorului hidraulic este construit ca un distribuitor cu patru muchii active și permite, prin construcția sa, dirijarea fluidului sub presiune spre una din camerele motorului, concomitent cu evacuarea lui din cealaltă (figura 3.12). Umărul plunjerului este de tip cu acoperire negativă de valoare  $y_0$ . În această situație, plunjerul distribuitorului aflat în poziție mijlocie nu acoperă canelurile radiale din corpul distribuitorului și, ca urmare, fluidul pătrunde în conducta de scurgere, iar în ca-

Fig.3.11. Vibratorul hidraulic. Camerele motorului se stabilesc presiunile:

$$p_1 = p_2 = \frac{p_0 - p_T}{2}$$

Cele patru muchii active se comportă ca patru rezistențe reglabile care se închid și se deschid două câte două în funcție de sensul mărimii de comandă  $y$  creștând, prin analogie cu instalațiile electrice, posibilitatea de a fi interpretate ca o punte completă. Ca urmare, odată cu deplasarea plunjerului într-un sens sau în celălalt față de poziția mediană, presiunile din camerele motorului nu mai sînt egale și în funcție de o anumită valoare a diferenței dintre aceste presiuni, pistonul cilindrului de acționare începe să se deplaseze în sens corespunzător. Întreg sistemul se comportă ca un amplificator hidraulic proporțional.

Proprietățile caracteristice pentru distribuitorul simetric format din două semipunți de tip A /56/ se definesc prin mărimile funcționale ale motorului, presiunea  $p$  (sau forța  $F$ ), debitul  $Q$  (sau

viteză  $\dot{x}$ ) și mărimea de comandă a plunjerului,  $y$ .

Dintre acestea, principalele două caracteristici statice în punctul de zero sînt amplificarea de viteză  $A_{\dot{x}}$  și amplificarea de forță  $A_F$  :

$$A_{\dot{x}} = \left( \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right)_{p = \frac{p_0}{2}, y = 0 [1/s]} ; \quad (3.19)$$

$$A_F = \left( \frac{\partial F}{\partial y} \right)_{\dot{x} = 0; y = 0} [N/m] \quad (3.20)$$

Sistemul fiind cu sursă de presiune constantă, pentru un domeniu destul de larg dependențele sînt liniare:

$$\dot{x} = A_{\dot{x}} y ; \quad (3.21)$$

$$F = A_F y ; \quad (3.22)$$

și pot fi cuprinse în relația :

$$y = \frac{\dot{x}}{A_{\dot{x}}} + \frac{F}{A_F} , \quad (3.23)$$

care arată că la sistemul cu acoperire negativă poate fi generată o forță sau o viteză în funcție de deplasarea  $y$ . Mărimea de comandă a plunjerului  $y$ , în cazul prezenței concomitente a unei forțe și a unei viteze, se divide în componentele necesare învingerii forței și realizării vitezei.

Pentru una din cele două semipunți componente, amplificările sînt date de expresiile:

$$A_{\dot{x}} = \frac{\sqrt{2}B}{A} \sqrt{p_0} [1/s]; \quad (3.24)$$

$$A_F = \frac{p_0 A}{y_0} [N/m]; \quad (3.25)$$

$$B = \alpha_D \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{2}{\rho}} , \quad (3.26)$$

în care:  $\alpha_D$  este coeficientul de scurgere;

$\rho$  - densitatea fluidului;

În cazul combinării celor două semipunți, puntea va avea proprietățile caracteristice rezultate prin compunerea caracteristicilor semipunților, și anume:

- amplificarea de viteză va fi egală cu valoarea medie a amplificărilor de viteză a semipunților constituente;

- amplificarea de forță rezultantă va fi egală cu suma caracteristicilor componente, adică:

$$A_{\dot{x}} = \frac{\sqrt{2} B}{A} \sqrt{p_0} [1/s]; \quad (3.27)$$

$$A_F = 2 \frac{P_0 \cdot A}{y_0} \quad [N/m] ; \quad (3.28)$$

Puterea disponibilă la motor în funcție de viteză și sarcină este dată de relația:

$$N = \dot{x} F, \quad (3.29)$$

în care:

$$\dot{x} = A_x y_{\max} \sqrt{1 - \frac{F}{F_{\max}}} \quad (3.30)$$

Prin anularea derivatei parțiale în raport cu  $F$ ,

$$\frac{\partial N}{\partial F} = 0, \quad (3.31)$$

rezultă că puterea maximă ce trece prin motor este dată de valorile:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{1}{\sqrt{3}} \dot{x}_{\max} ; \\ F &= \frac{2}{3} F_{\max} . \end{aligned} \quad (3.32)$$

Se vede că, în cel mai bun caz, din puterea aflată la dispoziție doar 38% este utilizată la motor. Restul este convertită în căldură prin rezistențele distribuitorului.

De aceste constatări s-a ținut seama la proiectarea instalației. Pornind de la puterea de deformare maximă de 2,11 kW, aceasta a fost mărită cu încă 60% pentru a acoperi pierderile amintite. Cu aceste precizări, instalația realizează forțe dinamice maxime de 60 kN pentru parametrii mișcării vibratorii variabili între limitele 0,02 ... 0,4 mm-amplitudinea deplasării și 10...50 Hz - frecvența mișcării dinamice.

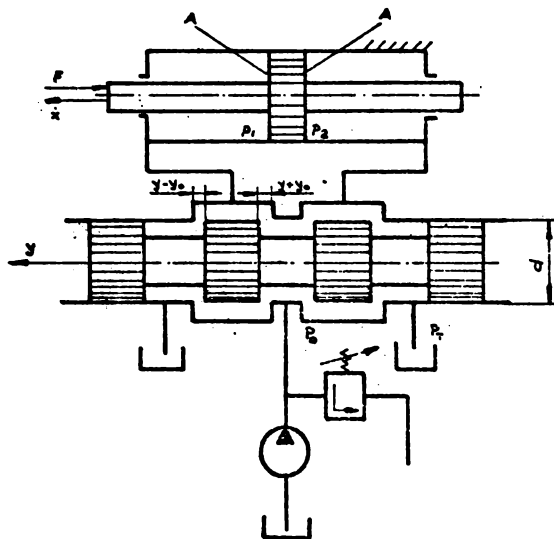


Fig.3.12 .

Schema de comandă a motorului hidraulic bilateral cu un distribuitor simetric.

In figura 3.13, a, este cuprins, la partea superioară, grupul distribuitor - motor hidraulic, proiectat pe baza considerentelor de mai sus. Grupul se sprijină pe cadrul 1 și are în componența sa motorul hidraulic (2 - cilindru motorului hidraulic; 3 - pistonul motorului hidraulic) și distribuitorul aferent (3 - corpul distribuitorului; 4 - sertăragul distribuitorului). Soluția constructivă - introducerea distribuitorului în pistonul motorului hidraulic - a fost adoptată în vederea reducerii distanței ce urmează a fi parcursă de lichidul

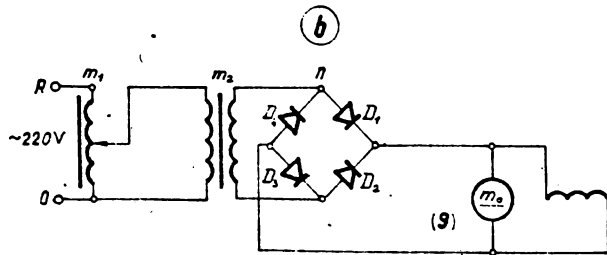
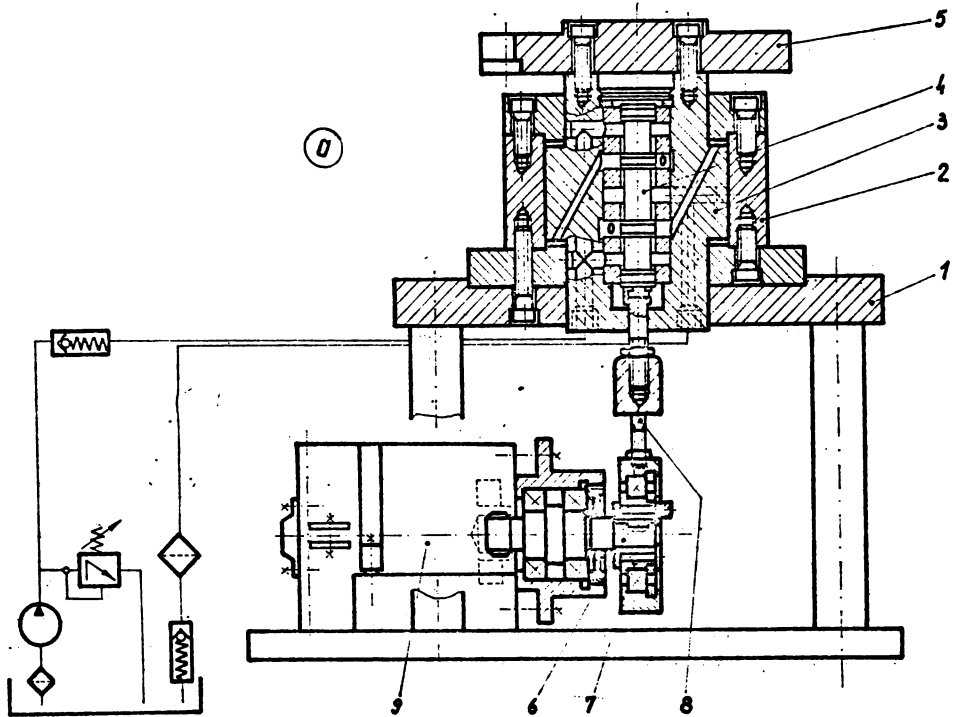


Fig. 3.13. Schema constructivă de ansamblu a vibratorului hidraulic.

de lucru. Corpul cilindrului este fixat de cadru, pistonul executând mișcarea vibratorie impusă prin comanda distribuitorului. De piston este rigidizată masa 5 pe care se fixează matrița pentru vibroambutisare.

Sistemul de pompare hidrolic are în componența sa o pompă cu pistonage axiale cu debit constant având următoarele caracteristici principale: debitul nominal  $Q_{nom} = 40$  l/min, presiunea maximă  $P_{max} = 160$  bar, turația motorului electric  $n = 1500$  rot/min.

Comanda tijei distribuitorului se face cu ajutorul unui excitator mecanic poziționat la partea inferioară a instalației (fig.3.13). Excitatorul este un vibrator cu antrenare directă care, față de sistemele anterior prezentate, prezintă posibilitatea reglării continue a frecvenței ca urmare a antrenării mecanismului cu excentric (6 - arbore excentric; 7 - bușă excentrică; 8 - element articulată) de către motorul de curent continuu 9. Alimentarea motorului electric se face printr-un circuit electric în care sînt incluse : autotransformatorul reglabil  $m_1$ , transformatorul  $m_2$  și puntea redresoare  $n$  (fig.3.13,b). Față de avantajul deja menționat - reglarea continuă a frecvenței, montajul mai face posibilă și modificarea frecvenței în timpul funcționării instalației. Reglarea amplitudinii rămîne însă să se facă în mod discret, în timp ce motorul este oprit.

### 3.4. Matriță pentru vibroambutisare

Matrița experimentală concepută pentru ambutisarea cilindrică în prezența vibrațiilor de joasă frecvență face posibilă introducerea vibrațiilor pe direcție axială asupra poansonului sau plăcii active de ambutisare. În plus, face posibilă antrenarea în mișcare vibratorie torsională a plăcii active de ambutisare. Pentru aceasta, placa activă de ambutisare a fost sprijinită pe un rulment axial cu bile care permite mișcarea relativă de rotație a acesteia, în plan orizontal, față de placa de bază a matriței. În figura 3.14 este prezentată matrița (văzută din spate; văzută din față matrița este prezentată în fig. 3.5; 3.9 și 3.11) realizată în acest scop și a cărei principale elemente componente sînt: placa de bază (placa superioară)1, placa superioară (placa de bază)2, poansonul 3, placa activă de ambutisare 4, placa de reținere a semifabricatului 5, șuruburile de strîngere 6, rulmentul axial 7, articulația sferică 8. Matrița experimentală se poate așeza pe masa vibratoare a preseii fie cu placa 1, fie cu placa 2, făcînd posibilă, prin aceasta, antrenarea în mișcare

a poansonului sau a plăcii active de ambutisare. Partea superioară a matriței se leagă la oulisorul preseii.

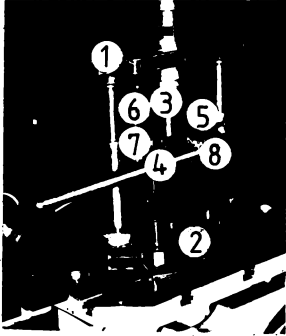


Fig. 3.14. Matrița pentru vibroambutisare.

Antrenarea plăcii active de ambutisare în mișcarea dinamică din planul orizontal (mișcare vibratorie torsională) se face prin intermediul articulației sferice, mișcarea fiind primită de la vibratorul mecanic aferent.

Reținerea semifabricatului este asigurată de placa de reținere strânsă cu șuruburi, soluția adoptată conducând la realizarea unei forțe constante de reținere pe parcursul desfășurării operației de ambutisare. Rigidizarea plăcii de reținere a semifabricatului este realizată prin legarea ei de placa de bază a matriței.

Pentru introducerea în matrița experimentală a mișcării vibratorii numai pe direcție axială, rulmentul axial și bușca intermediară pot fi scoase cu ușurință, placa activă de ambutisare urmând a fi fixată rigid pe placa de bază (figura 3.9).

În ambele cazuri, placa de reținere a semifabricatului a fost strânsă deasupra semifabricatului cu ajutorul unei chei dinamometrice etalonate în prealabil.

Matrița a fost concepută în vederea executării primei operații de ambutisare (cu sau fără reținerea semifabricatului) precum și a operațiilor următoare - a doua și a treia (fără reținerea materialului).

Gama inițială de dimensiuni a elementelor active este cuprinsă în tabelul 3.2. În funcție de diferitele domenii de cercetare ale vibroambutisării (exemplu : grad de deformare), gama inițială de dimensiuni a fost extinsă după necesități.

În tabel sînt prezentate cazurile în care este necesară /87; 167; 168; 191; 192/ reținerea materialului semifabricatului: căsuțele notate cu R indică acest lucru. Se constată că pentru grosimea materialului semifabricatului  $g = 0,4$  mm ( $D = 48,65$  mm) și  $g = 0,6$  mm ( $D = 65$  mm) operația de ambutisare nu poate decurge după recomandările literaturii de specialitate, amintită anterior, întrucît construcția matriței nu asigură reținerea materialului acestuia în timpul desfășurării operației.

În legătură cu parametrii mișcării vibratorii sînt de precizat următoarele. În zona de lucru a matriței de vibroambutisare frecvența axială și torsională intră nemodificată. La fel, amplitudinea mișcării axiale este cea furnizată de vibratorul axial. În schimb, amplitudinea deplasării vibrației torsionale este funcție de diametrul piesei ambutisate (figura 3.15).

Tabelul 3.2

9	0,4			0,6			0,8			1,0			
	D	29	48	65	29	48	65	29	48	65	29	48	65
Amb. I	R	R	R	FR	R/FR	R	FR	R/FR	R	FR	FR	R/FR	
dp <sub>1</sub>	14,37	25,56	36,96	16,86	24,18	34,04	14,94	22,80	32,75	13,60	27,90	31,27	
dpl <sub>1</sub>	16,41	26,60	36,10	18,36	25,88	35,54	16,90	24,76	34,71	16,04	30,34	33,71	
r <sub>p1</sub> , r <sub>pl1</sub>	2,5			3,5			4,5			5,5			
2 <sub>j1</sub>	1,04			1,5			1,96			2,44			
Amb. II	FR	R	R	FR	FR	R	FR	FR	FR	FR	FR	FR	FR
dp <sub>2</sub>	10,71	19,59	27,07	12,51	18,12	26,8	11,02	16,8	24,55	9,25	20,7	23,7	
dpl <sub>2</sub>	11,91	20,79	18,29	14,21	19,82	27,5	13,22	19,0	26,75	11,99	23,44	25,81	
r <sub>p2</sub> , r <sub>pl2</sub>	1,5			2,0			2,5			3,0			
2 <sub>j2</sub>	1,2			1,7			2,2			2,74			
Amb. III	FR	R	R	FR	FR	R	FR	FR	FR	FR	FR	FR	FR
dp <sub>3</sub>	8,29	15,5	21,54	9,9	14,11	20,32	8,67	12,86	19,12	6,7	16,88	17,67	
dpl <sub>3</sub>	9,43	16,62	22,66	11,5	15,71	21,92	10,75	14,94	21,2	8,9	18,98	20,27	
r <sub>p3</sub> , r <sub>pl3</sub>	1,0			1,25			1,5			1,75			
2 <sub>j3</sub>	1,12			1,6			2,08			2,6			
T <sub>p</sub>	0,023			0,035			0,04			0,05			
T <sub>pl</sub>	0,033			0,05			0,07			0,08			

**NOTA:**

- g este grosimea materialului, în mm;
- D - diametrul semifabricatului, în mm;
- d<sub>p1</sub>, d<sub>p2</sub>, d<sub>p3</sub> - diametrul poansonului pentru prima, a doua și a treia operație de ambutisare, în mm;
- d<sub>pl1</sub>, d<sub>pl2</sub>, d<sub>pl3</sub> - diametrul plăcii active pentru prima, a doua și a treia operație de ambutisare în mm;
- r<sub>p1</sub>, r<sub>p2</sub>, r<sub>p3</sub> - raza de rotunjire a muchi poansonului pentru prima, a doua și a treia operație de ambutisare, în mm;
- r<sub>pl1</sub>, r<sub>pl2</sub>, r<sub>pl3</sub> - raza de rotunjire a muchi plăcii active pentru prima, a doua și a treia operație de ambutisare, în mm;
- 2<sub>j1</sub>, 2<sub>j2</sub>, 2<sub>j3</sub> - jocul bilateral pentru prima, a doua și a treia operație de ambutisare, în mm;
- T<sub>p</sub> - toleranța la dimensiunea poansonului, în mm;
- T<sub>pl</sub> - toleranța la dimensiunea plăcii active, în mm.



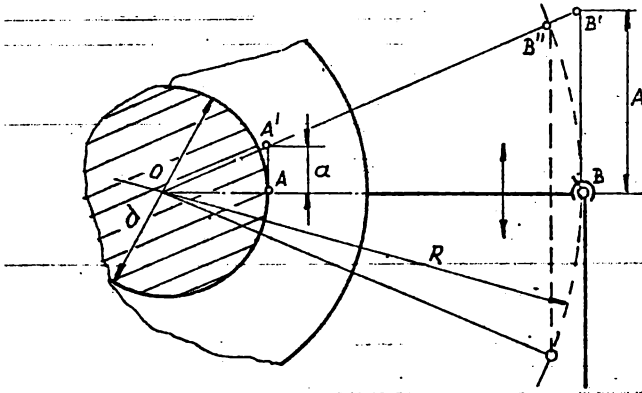


Fig.3.15.  
Amplitudinea deplasării vibrației torsionale în zona de deformare.

Din figură rezultă:

$$\Delta OAA' \sim \Delta OBB';$$

$$\frac{OA}{OB} = \frac{AA'}{BB'};$$

$$AA' = a = BB' \cdot \frac{OA}{OB} = A \frac{r}{R} \quad (3.33)$$

în care : A este amplitudinea mișcării vibratorii la nivelul articulației sferice a matriței;

a - amplitudinea mișcării oscilatorii în zona de lucru;

R - raza arcului de cerc parcurs de punctul B în timpul mișcării vibratorii;

d - diametrul piesei ambuțisate ( $\frac{d}{2} = r$ ).

Datorită articulației cilindrice din punctul O, punctul B nu va ajunge în B'ci în B". Funcționarea mecanismului este posibilă ca urmare a jocului existent în articulații - în articulația sferică și mecanismul excentric-element articulată - în sensul că segmentul B'B" este mai mic decât acest joc. De asemenea, ca urmare a mărimii mici a segmentului BB'raportată la geometria matriței de ambuțisare, se poate considera cu suficientă exactitate că această reprezintă mărirea amplitudinii mișcării dinamice torsionale.

## 4. CERCETARI EXPERIMENTALE SI MODELE MATEMATICE LA VIBROAMBUTISARE

### 4.1. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra forței de deformare

#### 4.1.1. Măsurarea forțelor

Schema de măsurare a forțelor cuprinde elementele componente evidențiate în capitolul 3. O imagine de detaliu cuprinzând aparatura folosită este prezentată în figura 4.1. Semnalul de ieșire dat de pun-

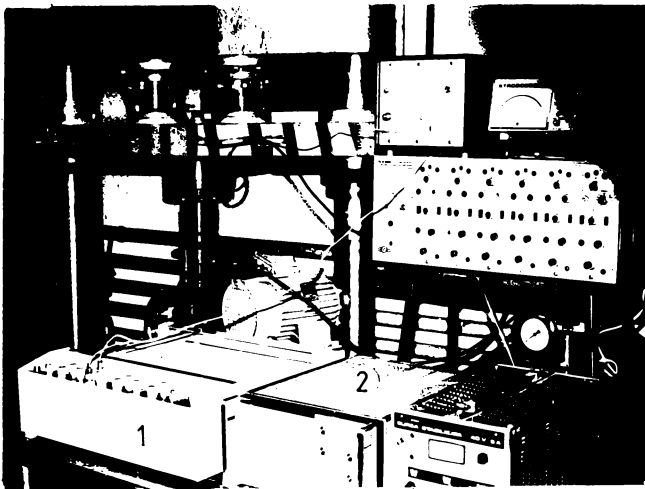


Fig.4.1.

Detaliu aferent stan-  
dului experimental  
cuprinzând montajul  
utilizat la măsura-  
rea forțelor.

tea tensometrică a fost vizualizat și înregistrat atât pe un inscripator X, Y de tip Endim 62002, cât și cu ajutorul unui oscilograf de tip Visicorder 2206, Honewell (pozițiile 1 și 2 din fig.4.1). Acesta din urmă a fost alimentat de la rețea prin intermediul unei surse stabilizate (40V, 5A) și a unei baterii de acumuloare (12V, 70A) în vederea realizării parametrilor ceruți pentru curentul de intrare.

Măsurările s-au efectuat pentru următoarele variante de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare: vibrarea axială a plăcii de ambutisare, vibrarea torsională a plăcii de ambutisare și vibrarea axial-torsională a plăcii de ambutisare. Altfel spus, vibrațiile au fost introduse coaxial cu forța statică de deformare și tangențial (torsional) în raport cu aceasta; în plus, o a treia variantă a rezultat din combinația primelor două.

Încercările s-au desfășurat pentru același grad de deformare și anume, pentru gradul de deformare admisibil în condițiile ambutisă-

rii convenționale, atât în acest caz cât și în cazul utilizării vibrațiilor, pentru grosimea relativă a materialului  $\frac{g}{D} \cdot 100 = 1,38$  ( $g = 0,4 \text{ mm}$ ).

Parametrii mișcării vibratorii au fost variați între următoarele limite: frecvența vibrației între 15 ... 55 Hz și amplitudinea deplasării între 0,11 ... 0,34 mm. Gama de dimensiuni a fost stabilită în concordanță cu variația vitezei statice de deplasare a poansonului ( $v_s = 27 \dots 45 \text{ mm/min}$ ) astfel încît raportul  $v_s/v_d$  să fie cît mai favorabil acțiunii vibrațiilor întreținute introduse.

Materialurile asupra cărora au fost făcute cercetările au fost tablă din oțel marca A2 STAS 9485-80 și tablă din alamă CuZn36 STAS 95-80, aceasta din urmă introdusă în vederea existenței unor posibilități de comparare.

Forța a fost înregistrată atât la prima cât și la cea de a doua operație de ambutisare. Semifabricatele pentru cea de a doua operație de ambutisare au fost obținute printr-o primă operație convențională de ambutisare.

Încercările s-au făcut pentru diferiți parametri ai mișcării vibratorii precum și pentru viteze diferite cuprinse în intervalul precizat mai sus. Valoarea jocului dintre elementele active a fost normală /29, 87, 139, 167, 168, 191, 192, 212/. S-a constatat o reducere a forței odată cu introducerea vibrațiilor în proces, reducere influențată favorabil de creșterea vitezei vibrațiilor și de scăderea vitezei statice. Pentru valoarea raportului  $\frac{v_s}{v_d} = 0,006$  diagramele

ridicate de înregistratorul XY sînt reproduse în figura 4.2, a;b;c;d. În aceleași condiții s-au făcut înregistrări și cu oscilografal.

Analizînd diagramele din figura 4.2, a;b;c;d se constată că forța s-a micșorat în toate cazurile în care au fost introduse vibrații întreținute în zona de deformare. Cea mai mare scădere a forței a fost evidențiată în cazul vibrației axial-torsionale a plăcii active de ambutisare (40 - 45%); în cazul vibrației torsionale a plăcii active de ambutisare - cel mai puțin (12 - 18%). S-a constatat, lucru evidențiat și în diagramele prezentate că, odată cu introducerea vibrației, forța a scăzut mai pronunțat în cazul oțelului decît în cazul alamei. De asemenea, a scăzut mai pronunțat la prima operație de ambutisare față de cea de a doua, această constatare fiind valabilă în cazul ambelor materiale testate.

O altă concluzie care a rezultat în urma cercetărilor întreprinse se referă la mărimea forței de deformare atât în cazul ambutisării convenționale cât și în cazul ambutisării în prezența vibrațiilor. La prima operație de ambutisare forța mai mare este necesară la

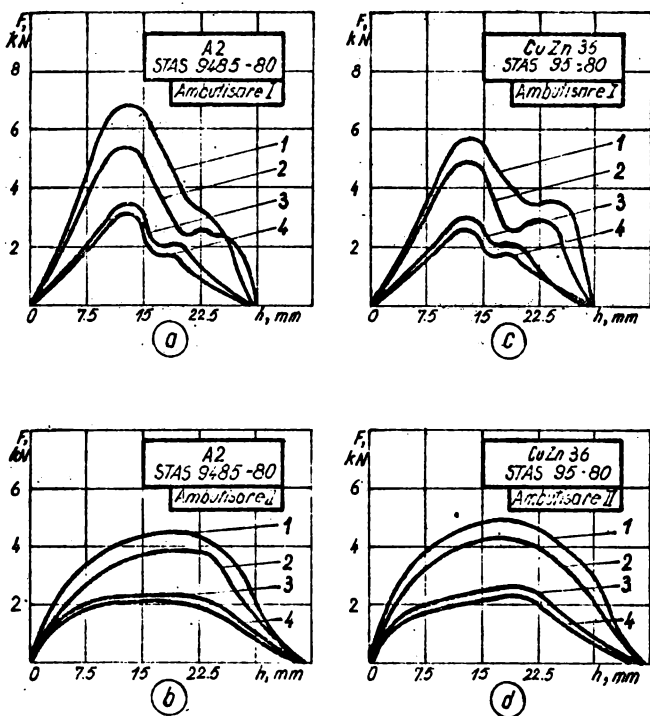


Fig.4.2.

Variația forței de deformare în timpul desfășurării procesului de ambutisare (vibroambutisare).

1	Fără vibrații
2	Vibrații torsionale
3	Vibrații axiale
4	Vibrații axial-torsionale

deformarea oțelului în schimb, la cea de-a doua operație, forța mai mare este necesară la deformarea alamei. Această inversare a maximumului forței este cauzată de gradul diferit de întărire suferit, după prima operație de ambutisare, de cele două materiale analizate.

Din toate diagramele analizate se concluzionează că reducerea forței, în cazul introducerii vibrațiilor, se mărește odată cu deplasarea poansonului. Această mărire este direct proporțională cu creșterea rigidității epruvetei. De asemenea, s-a constatat că mărirea depinde de viteza vibrației precum și de raportul dintre viteza statică și viteza dinamică.

Aceleași constatări s-au resieșit și în urma măsurărilor efectuate cu ajutorul oscilografului.

Scăderea forței de deformare are influențe multiple asupra întregului proces de vibroambutisare. Influențele forței se resimt asupra tensiunii de curgere, asupra încălzirii sculei și utilajului de deformare și, ca urmare, variația forței în contextul parametrilor aferenți vibroambutisirii se impune a fi studiată ținând seama de toate posibilitățile de variație și cuplure. Acest lucru este posibil a fi rezolvat numai pe cale statistică.

#### 4.1.2. Ordonarea ponderii de influență a parametrilor procesului de vibroambutisare asupra forței de deformare

Caracteristica tehnologică de prelucrare analizată - forța necesară în desfășurarea procesului de vibroambutisare - depinde de o serie de parametri ce constituie variabile independente specifice fie utilajului de prelucrare (amplitudinea și frecvența mișcării vibratorii, viteza statică de deformare, jocul dintre elementele active ale matritei de ambutisare) fie materialului semifabricatului. Acești parametri constituie mărimile de intrare în proces forța fiind, pentru cazul considerat, mărimea de ieșire.

La rândul ei, fiecare variabilă independentă este caracterizată de un anumit număr de posibilități de reglare; acestea constituie nivelele variabilei. Nivelele se schimbă în funcție de condițiile tehnologice rezultând un număr foarte mare de combinații posibile pentru aprecierea caracteristicii tehnologice de prelucrare. Este, deci, necesară utilizarea unei metode care, pe baza unui număr limitat de încercări, să dea o imagine de ansamblu a influenței mărimilor de intrare asupra măririi de ieșire considerată. O astfel de metodă de planificare a încercărilor și de analiză sintetică a rezultatelor este metoda bilanțului aleatoriu (random) /6,61132,146/. Metoda permite stabilirea efectelor diferitelor combinații ale variabilelor independente asupra caracteristicii tehnologice aleasă, pe baza unei singure serii de încercări. Permite, de asemenea, ordonarea variabilelor independente după mărimea efectului produs. Avantaj prezintă și faptul că seria de încercări poate fi utilizată în studiul efectului aceluiași combinații ale variabilelor independente și asupra altor caracteristici tehnologice ale prelucrării. Pe aceste considerente, metoda bilanțului aleatoriu a fost aleasă în vederea evidențierii influenței parametrilor de intrare considerați asupra forței.

Variabilele independente luate în considerare și nivelele aferente sînt cuprinse în tabelul 4.1. Variabilele independente  $a_2$  și  $j$  (în cadrul aceluiași nivel), prezintă valori distincte pentru prima operație de ambutisare<sup>x</sup>) față de cea de a doua<sup>xx</sup>). Restul variabilelor independente, în cadrul aceluiași nivel, au valori comune pentru prima și cea de a doua operație de ambutisare.

Metoda bilanțului aleatoriu cere ca fiecare nivel al fiecărei variabile independente trebuie să apară de același număr de ori în seria de încercări. Pe baza acestei restricții s-a stabilit pentru o serie de încercări un număr de 24 experiențe. Experiențele s-au efectuat în cazul vibrării axiale a plăcii de ambutisare, vibrații torsionale a plăcii de ambutisare precum și vibrații axial-torsionale

Tabelul 4.1

Nr. crt.	Variabila independentă	Unitatea de măsură	Simbolul	Nivelele variabilei				Nr. nivelelor
				(4)	(5)	(6)	(7)	
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
1	Amplitudinea axială a plăcii active	mm	a1	a11	a12	a13	0	3
				a,11	0,15	0,22		
2	Amplitudinea torsională a plăcii active	mm	a2	a21	a22	a23	a24	4
				<sup>*</sup> 0,11 <sup>**</sup> 0,08	<sup>*</sup> 0,15 <sup>**</sup> 0,10	<sup>*</sup> 0,20 <sup>**</sup> 0,14	<sup>*</sup> 0,34 <sup>**</sup> 0,24	
3	Frecvența axială a plăcii active	Hz	f1	f11	f12	f13	f14	4
				20	30	40	50	
4	Frecvența torsională a plăcii active	Hz	f2	f21	f22	f23	f24	4
				15	25	35	55	
5	Viteza statică a poansonului	mm/min	v	v1	v2	0	0	2
				27	45			
6	Jocul între elementele active	mm	j	j1	j2	j3	0	3
				<sup>*</sup> 0,4 <sup>**</sup> 0,20	<sup>*</sup> 1,54 <sup>**</sup> 1,25	<sup>*</sup> 1,74 <sup>**</sup> 1,33		
7	Calitatea materiei semifabricatului	-	m	m1	m2	0	0	2
				otel	alămă			

Tabelul 4.2

Nr. exp.	a1	a2	f1	f2	v	j	m	Nr. exp.	a1	a2	f1	f2	v	j	m
1	a12	a23	f13	f24	v2	j2	m1	13	a13	a22	f13	f21	v2	j3	m2
2	a13	a21	f11	f22	v1	j3	m2	14	a13	a24	f14	f22	v1	j2	m2
3	a12	a22	f14	f24	v2	j1	m2	15	a12	a23	f12	f21	v1	j1	m2
4	a12	a22	f13	f24	v2	j2	m2	16	a13	a23	f14	f21	v1	j1	m1
5	a11	a23	f12	f23	v1	j2	m1	17	a11	a21	f11	f21	v1	j3	m2
6	a13	a21	f13	f24	v2	j1	m1	18	a12	a24	f14	f24	v2	j3	m1
7	a11	a22	f12	f21	v2	j2	m2	19	a11	a21	f11	f24	v2	j3	m2
8	a11	a24	f12	f22	v2	j3	m2	20	a13	a24	f14	f23	v1	j3	m1
9	a11	a23	f12	f22	v2	j2	m1	21	a12	a22	f13	f23	v1	j3	m2
10	a12	a21	f12	f21	v2	j1	m1	22	a12	a21	f11	f23	v1	j1	m1
11	a11	a24	f14	f22	v1	j2	m1	23	a11	a24	f11	f22	v1	j1	m2
12	a13	a23	f13	f23	v2	j2	m1	24	a13	a22	f11	f23	v1	j1	m1

a plăcii de ambutizare. Toate experiențele s-au desfășurat atât în cazul primei operații de ambutizare cât și în cazul celei de a doua operații de ambutizare. Matricea de planificare a experiențelor în cazul ambutisării cu vibrarea axial-torsională a plăcii de ambutizare, întocmită pe baza unui tabel de numere aleatoare pentru distribuția nivelelor pe coloană, este prezentată în tabelul 4.2. Din această matrice se obține matricea aferentă ambutisării cu vibrarea axială a plăcii active - prin anularea coloanelor (2) și (4) precum și matricea aferentă ambutisării cu vibrarea torsională a plăcii active-prin anularea coloanelor (1) și (3).

Rezultatele experiențelor, obținute ca medie a trei măsurători a forțelor, în cazurile ambutisării cu vibrarea axială a plăcii active, vibrarea torsională a plăcii active și vibrarea axial-torsională a plăcii active, sînt prezentate în tabelul 4.3.

Prin aplicarea metodei bilanțului aleatoriu au fost parcurse următoarele etape de lucru:

- calculul mediei valorilor caracteristicii tehnologice de

Tabelul 4.3

Forța $F [N]$													
Nr. crt.	Vibrare axială		Vibrare torsională		Vibrare axial-torsională		Nr. crt.	Vibrare axială		Vibrare torsională		Vibrare axial-torsională	
	Amb.I	Amb.II	Amb.I	Amb.II	Amb.I	Amb.II		Amb.I	Amb.II	Amb.I	Amb.II	Amb.I	Amb.II
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1	4654	2630	5718	4224	4172	2533	13	3248	2667	5406	4530	3129	2600
2	3544	2821	5269	4284	3283	2787	14	2755	2428	5187	4038	2735	2257
3	3284	3848	4824	4244	2907	2537	15	3422	2941	5220	4334	3275	2910
4	3720	2988	4924	4211	3461	2753	16	3231	2171	6368	4169	3180	2052
5	4860	3141	6245	4180	4471	3045	17	4629	3753	5489	4480	4530	3620
6	3915	2291	6496	4300	3599	2230	18	3875	2464	5551	4193	3641	2432
7	4695	3901	5489	4364	4629	3644	19	5056	4055	5490	4330	4910	3873
8	4563	3710	5122	4022	4153	3316	20	3266	2137	5864	4244	3180	2120
9	5286	3381	5942	4087	5007	3184	21	3354	2802	5151	4471	3141	2624
10	4944	3259	6501	4268	4865	3207	22	4666	2856	6079	4219	4300	2714
11	4793	2987	6205	4005	3677	2875	23	4662	3726	4893	4447	3868	3438
12	3779	2291	6366	4393	3706	2257	24	3937	2399	6091	4471	3505	2393

prelucrare considerate ( $\bar{x}$ ) pentru fiecare nivel al variabilelor independente luate în considerare;

- calculul mediei valorilor medii ( $\bar{\bar{x}}$ ) pentru fiecare variabilă în parte;

- stabilirea variabilei cu dispersie (D) maximă ( $\bar{x}_{\max} - \bar{x}_{\min}$ );

- calculul diferenței dintre media mediilor și media pentru fiecare nivel al variabilei cu domeniul maxim de variație;

→ corectarea valorii caracteristicii tehnologice de prelucrare considerate prin adăugarea la valoarea sa a diferenței anterior calculate; valorile astfel corectate pot fi negative, ele nemaiavând sens fizic;

- eliminarea variabilei cu dispersie maximă;

- reluarea calculelor pînă la stabilirea ordinei de importanță a tuturor variabilelor analizate;

Datorită volumului mare de calcule a fost conceput programul de calcul RANDOM /48, 163/, scris în limbaj BASIC și rulat pe microcalculatorul Felix M.118.

Schema logică a programului se prezintă în figura 4.3. Programul este construit în limbaj conversațional, interogînd utilizatorul în legătură cu datele necesare prelucrării. Acesta poate funcționa nemodificat pentru următoarele dimensiuni maxime: C = 30 (numărul maxim de experiențe efectuate); B = 10 (numărul maxim de nivele); tabloul variabilelor independente A(10, 10) tabloul de experiențe B(30, 10) și vectorul răspunsurilor C(30). Programul poate fi ușor modificat pentru dimensiuni mai mari ale tablourilor prin modificarea unei singure instrucțiuni (cu numărul de linie 30) funcție și de spațiul disponibil în memoria calculatorului.

Pentru o mai bună și mai rapidă manipulare a datelor (datorită numărului lor relativ mare), acestea au fost organizate în fișiere de date, introduse pe disc flexibil, descrise și citite de program în mod automat funcție de varianta dorită a fi analizată.

Programul, construit pe baza algoritmului de calcul anterior prezentat, cuprinde un program principal care apelează un număr de șapte subprograme, fiecare avînd o funcție bine definită, și anume:

1. Subprogramul MEDIA - calculează media aritmetică a variabilei dependente luate în considerare; în cazul de față forța sau, după cum se va vedea în subcapitolul 4.3, rugozitatea suprafeței;

2. Subprogramul MEDIA M - calculează media valorilor medii pentru același răspuns;

3. Subprogramul DISPERS - determină dispersia maximă ca fiind diferența, în valoare absolută, dintre medie și media valorilor



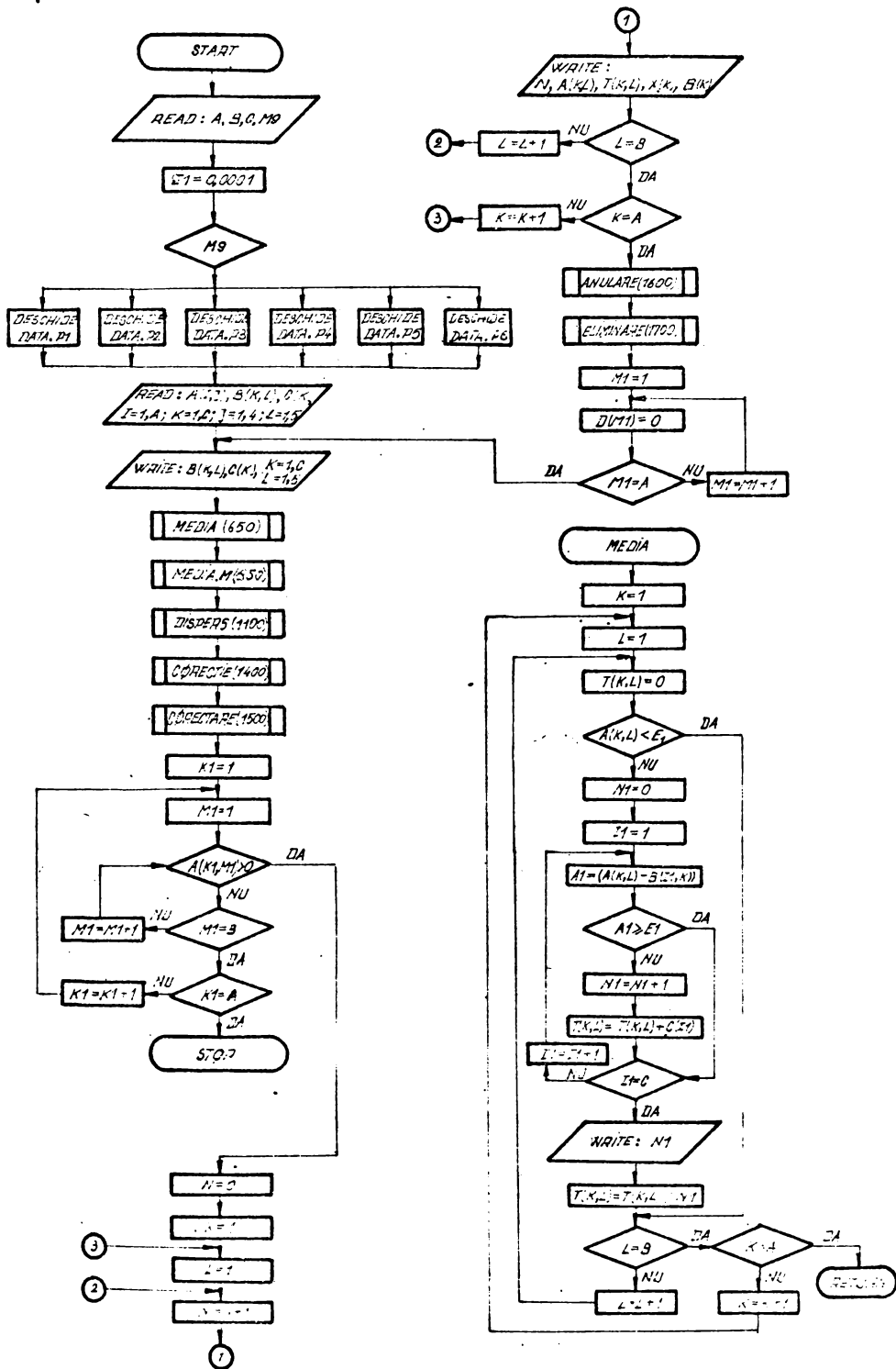


Fig.4.3. Schema logică a programului de calculul RANDOM utilizat pentru aplicarea metodei bilanțului aleatoriu.

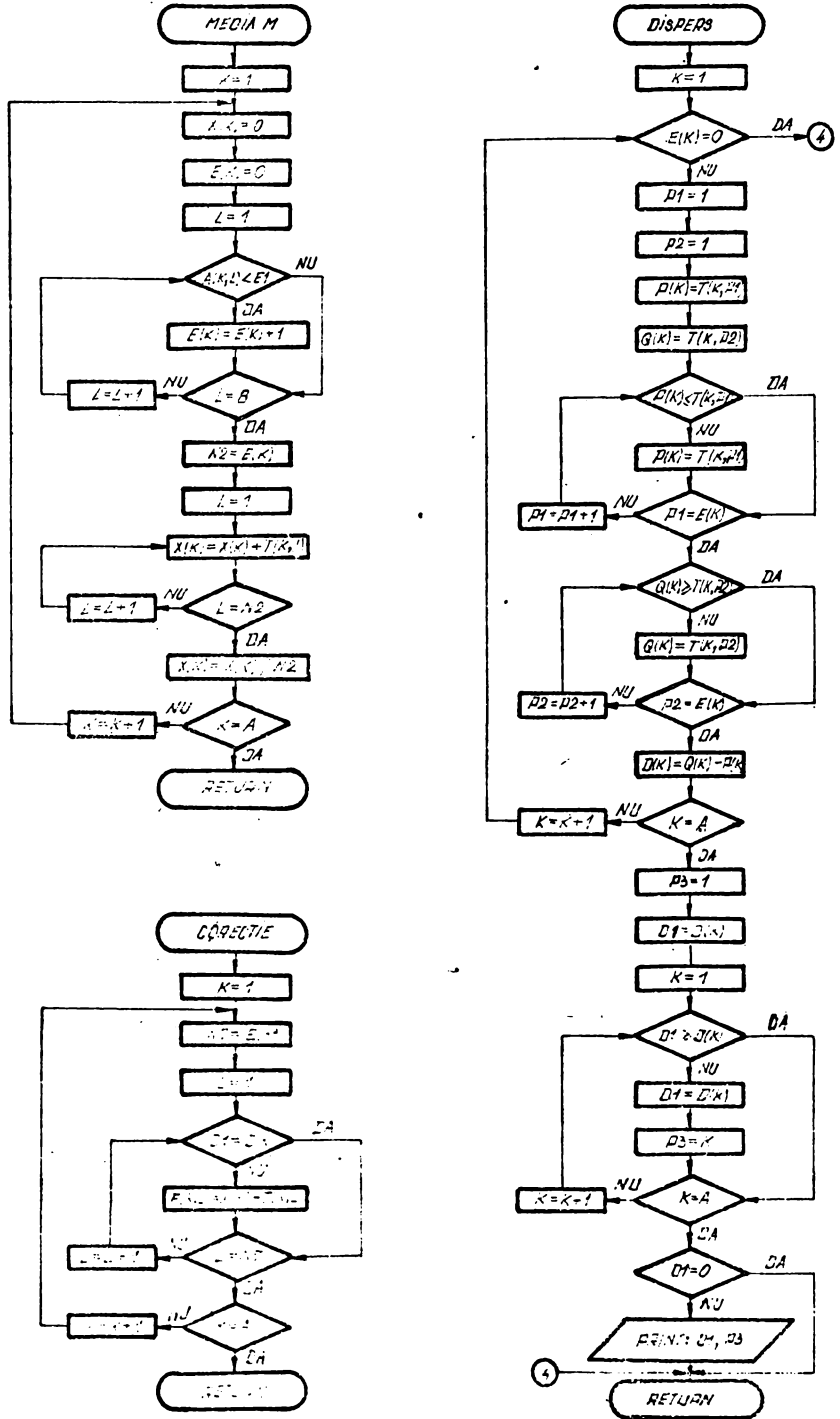


Fig. 4.3. (continue)

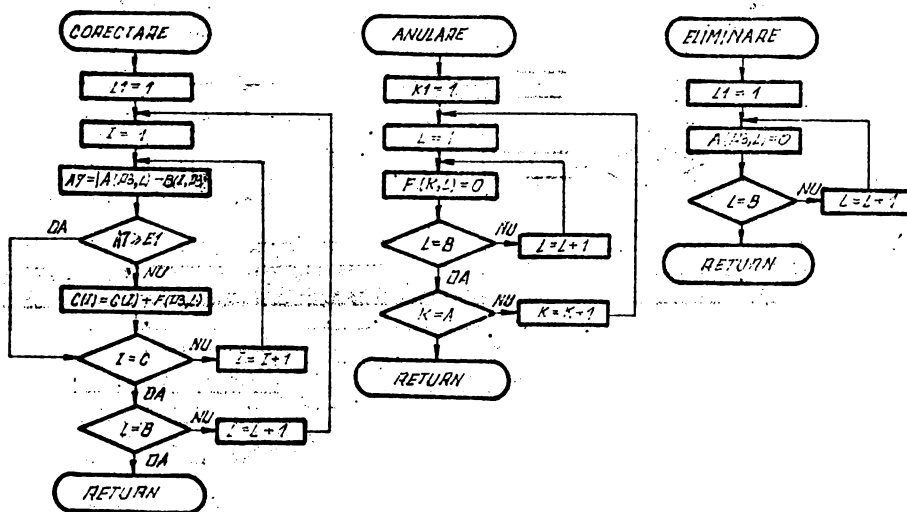


Fig.4.3. (continuare)

medii; este indicată variabila cu dispersie maximă.

4. Subprogramul **CORECTIE** care stabilește corecția care se va aplica funcției de prelucrare în urma eliminării influenței variabilei cu dispersia maximă;

5. Subprogramul **CORECTARE** care corectează valoarea funcției de prelucrare cu valorile stabilite anterior.

6. Subprogramul **ELIMINARE** care elimină variabila cu dispersie maximă din tabloul de experimentare.

7. Subprogramul **ANULARE** care anulează tabloul corecțiilor în vederea încărcării lui cu corecțiile rezultate prin anularea calculului.

Prin rulare, programul furnizează următoarele date:

- a/ afișarea prin control a tuturor datelor de intrare;
- b/ frecvența de apariție a fiecărui nivel, ținând cont de condiția impusă de metoda bilanțului aleatoriu privitoare la nivelul variabilelor;
- c/ dispersia maximă pentru fiecare ciclu de calcul;
- d/ variabila cu dispersie maximă care va fi eliminată din calcul, pentru fiecare ciclu de calcul;
- e/ matricea rezultatelor în care se afișează nivelul, media răspunsurilor corespunzătoare nivelului respectiv, media mediilor în tabloul  $T(10 \times 10)$ , media mediilor corespunzătoare fiecărei variabile cuprinse în tabloul  $X(10)$  etc și

Tabelul 4.4

Vibrație axială a plăcii active - Ambutisare I												Forța F	
Nr. crt.	Variab. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a1	a11	4818,00	*									
		a12	3989,88	1358,62									
		a13	3459,38										
2	F1	F11	4415,67		4277,65		4374,75	*					
		F12	4628,33	1094,33	4175,47	517,22	4175,47	711,40					
		F13	3778,33		4142,80		4142,80						
		F14	3534,00		3760,43		3663,35						
3	v	v1	3926,58	325,00	3970,79	236,59	3970,79	236,59	3974,86	*	228,52		
		v2	4251,58		4207,38		4207,38		4203,38				
4	j	j1	4007,63		4202,26		4129,44		4180,49		4123,01	*	
		j2	4317,75	375,84	4135,53	272,78	4062,71	66,73	4116,63	66,38	4088,06	78,77	
		j3	3941,88		3929,48		4075,13		4050,25		4050,24		
5	m	m1	4267,17	356,17	4380,38	*	582,59						
		m2	3911,00		3797,79								

Tabelul 4.5

Vibrație axială a plăcii active - Ambutisare II												Forța F	
Nr. crt.	Variab. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a1	a11	3575,50	*									
		a12	2849,75	1174,87									
		a13	2400,63										
2	F1	F11	3261,67		3440,72	*							
		F12	3388,83	553,00	2997,20	439,09							
		F13	2611,50		2926,27								
		F14	2505,53		2701,62								
3	v	v1	2547,67	153,58	2885,09	113,74	2874,33	135,26	2874,30	*	135,28		
		v2	3036,25		2932,33		3009,59		3009,58				
4	j	j1	2312,63	232,25	299,254	223,26	295,599	160,92	2990,81	101,47	3007,75	*	
		j2	2203,38		295,319		285,413		3009,34		2970,23		
		j3	3024,88		3033,35		3015,41		2925,71		2925,71		
5	m	m1	2809,98	577,75	2805,98	351,95	2802,98	*	2802,98				
		m2	3015,63		317,83		3031,34	278,70					

Tabelul 4.6

Vibrare torsională a plăcii active - Ambutisare I												Forța F	
Nr. art.	Variab. indep.	Nivel	Valori inițiale		După corecția 1-a		După corecția 2-a		După corecția 3-a		După corecția 4-a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a2	a21	5870,67	662,33	5870,67	400,34	*						
		a22	5314,17		5615,88								
		a23	5976,50		5674,77								
		a24	5470,33		5470,33								
2	F2	F21	5728,83	529,67	5879,70	379,20	5817,17	345,12	*				
		F22	5436,33		5587,18		5674,00						
		F23	5866,00		5664,27		5568,48						
		F24	5500,50		5500,50		5472,05						
3	v	v1	5671,75	27,67	5671,75	27,67	5683,89	51,92	5634,33	47,21	5642,48	30,91	
		v2	5644,08		5644,08		5631,97		5681,54		5673,39		
4	j	j1	5786,50	378,75	5683,35	39,31	5633,34	62,01	5615,43	97,82	*		
		j2	5759,50		5646,35		5695,35						
		j3	5417,75		5644,04		5645,10						
5	m	m1	6110,50	905,17	*								
		m2	5205,33										

Tabelul 4.7

Vibrare torsională a plăcii active - Ambutisare II												Forța F	
Nr. art.	Variab. indep.	Nivel	Valori inițiale		După corecția 1-a		După corecția 2-a		După corecția 3-a		După corecția 4-a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a2	a21	4313,50	223,66	*								
		a22	4381,83										
		a23	4231,17										
		a24	4158,17										
2	F2	F21	4357,50	210,33	4319,85	97,73	4306,73	93,06	*				
		F22	4147,17		4222,12		4235,28						
		F23	4329,87		4317,92		4317,93						
		F24	4250,33		4224,85		4224,87						
3	v	v1	4278,50	14,67	4297,16	51,94	4290,62	38,82	4274,23	6,07	4274,23	6,00	
		v2	4263,83		4245,22		4251,80		4268,16		4268,17		
4	j	j1	4306,50	131,50	4287,10	103,75	*						
		j2	4187,75		4209,35								
		j3	4319,25		4318,10								
5	m	m1	4227,42	83,50	4284,83	33,29	4266,30	9,82	4258,47	25,46	*		
		m2	4312,92		4257,53		4276,12		4283,93				

Tabelul 4.3

Vibrație axial-torsională a plăcii active - Ambutisare I														Forța F	
Nr. crt.	Variabilă indep.	Nivel	Valori inițiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		După corecția 5a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)		
1	a1	a11	4056,3		4083,56	*									
		a12	3226,25	116,00	3225,69	538,25									
		a13	3283,63		3545,31										
2	a2	a21	424,783		4019,92		4019,92		4019,92		3971,95		4015,16	*	
		a22	3452,00	785,83	3552,13	467,74	3601,67	418,25	3769,75	323,19	3728,73	256,30	3728,72	292,95	
		a23	3968,50		3858,60		3858,62		3690,73		3715,65		3722,23		
		a24	3542,33		3789,85		3740,38		3740,38		3804,47		3754,68		
3	f1	f11	4066,00	*											
		f12	4400,00	1180,00											
		f13	3534,67												
		f14	3220,00												
4	f2	f21	3934,67		3736,42		3736,42		3820,45	*					
		f22	3787,17	217,50	3697,02	371,50	3599,07	470,70	3682,10	437,32					
		f23	3717,17		3718,80		3808,52		3640,45						
		f24	3781,67		4068,52		4077,77		4077,77						
5	v	v1	3595,42	419,50	3605,22	399,94	3625,34	359,70	3625,34	359,70	3731,21	147,98	3754,47	101,48	
		v2	4014,92		4005,16		3985,04		3985,04		3879,19		3855,95		
6	j	j1	3697,38		3620,99		3620,99		3629,83		3612,58	*			
		j2	3982,25		4006,94	395,95	5937,35	244,45	3874,33	281,51	3891,63	298,83			
		j3	3745,88		3787,65		3785,34		3911,39		3911,41				
7	m	m1	3941,92	273,50	4012,44	414,50	4057,30	504,22							
		m2	3668,42		3597,94		3553,08								

Tabelul 4.9

Vibrație axial-torsională a plăcii active - Ambutisare II														Forța F	
Nr. crt.	Variabilă indep.	Nivel	Valori inițiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		După corecția 5a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)		
1	a1	a11	3374,33	*											
		a12	2713,75	1037,38											
		a13	2337,00												
2	a2	a21	3071,83		3071,83		2919,55		2885,70	*					
		a22	2768,50	408,33	2868,60	442,26	2877,25	236,40	2856,90	208,15					
		a23	2663,50		2663,50		2693,15		2677,55						
		a24	2738,67		2629,57		2753,55		2813,45						
3	f1	f11	3137,50		3027,40	*									
		f12	3217,57	338,84	2871,87	475,67									
		f13	2499,50		2782,50										
		f14	2378,83		2551,73										
4	f2	f21	3005,00		3005,00		2924,35	*							
		f22	2976,17	480,00	2755,97	307,10	2747,35	318,13							
		f23	2525,53		2533,40		2566,20								
		f24	2726,33		2773,65		2835,65								
5	v	v1	2753,25	144,25	2757,85	81,46	2753,25	103,74	2799,13	58,54	2792,74	31,30	2792,74	24,72	
		v2	2000,55		2049,11		2053,25		2327,87		2824,01		2339,15		
6	j	j1	3385,13	236,37	2838,46	232,67	2807,55	163,18	2779,24	133,55	2769,20	*	278,05		
		j2	2919,50		2977,91		2727,20		2756,70		2809,75				
		j3	2971,50		2829,65		2839,24		2820,25		2847,25				
7	m	m1	3066,83	4430,9	2573,23	270,19	2712,93	190,91	2706,20	124,33	2776,11	64,57	2776,11	*	
		m2	3029,76		2943,47		2938,65		2879,38		2840,65		2839,65	45,49	

dispersia cuprinsă în tabloul D(10).

Se precizează că pozițiile b ... e se repetă când au fost eliminate toate variabilele independente luate în discuție.

Programul se încheie în momentul eliminării tuturor variabilelor, moment în care dispersia maximă este nulă.

Sintetizarea rezultatelor din programul rulat sînt prezentate în tabelele 4.4.; 4.5; 4.6.; 4.7.; 4.8.; 4.9. În aceste tabele,  $\bar{x}$  reprezintă media valorilor forței pentru fiecare nivel al variabilelor independente luate în considerare și D - dispersia acestor valori. Valoarea maximă a dispersiei a fost evidențiată prin introducerea în căsuța respectivă a semnului  $\times$ ). Valoarea minimă a nivelului variabilei minimizează funcția de răspuns - forța. Locul ocupat de fiecare variabilă

Tabelul 4.10

Nr. ord.	Varianta de experiență	Ordinea de influență a variabilelor													
		Ambutisare I							Ambutisare II						
		1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
(a)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
1	Vibrare axială a plăcii active	a <sub>1</sub>	m	f <sub>1</sub>	✓	j	-	-	a <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>	m	✓	j	-	-
2	Vibrare torsională a plăcii active	m	a <sub>2</sub>	f <sub>2</sub>	j	✓	-	-	a <sub>2</sub>	j	f <sub>2</sub>	m	✓	-	-
3	Vibrare axial-torsională a plăcii active	f <sub>1</sub>	a <sub>1</sub>	m	f <sub>2</sub>	j	a <sub>2</sub>	✓	a <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>	f <sub>2</sub>	a <sub>2</sub>	j	m	✓

este sintetizat, pentru toate variantele de introducere a vibrațiilor considerate, în tabelul 4.10.

Din analiza tabelelor se pot trage următoarele concluzii: variabilele independente care influențează în cea mai mare măsură forța sînt parametrii vibrației, amplitudinea și frecvența. Aceștia se găsesc plasați pe primele trei locuri în cazul vibrațiilor singulare atît la prima operație de ambutisare cît și la cea de a doua. La ambutisarea combinată axial-torsională, în cazul primei operații, trei dintre cei patru parametri aferenți mișcării vibratorii se găsesc pe primele patru locuri. Doar amplitudinea deplasării vibrației torsionale ocupă unul din locurile de la sfîrșit. În schimb, în cazul celei de a doua operații de ambutisare toți cei patru parametri se află pe primele locuri.

Un loc important în cazul primei operații de ambutisare îl ocupă și materialul semifabricatului evidențind faptul că între cele două materiale analizate există diferențe mari în ceea ce privește plasticitatea lor. În schimb, la cea de a doua operație, materialul nu mai prezintă o pondere atît de mare întrucît întărirea sa, survenită în urma primei operații de deformare plastică, a uniformizat, în mare măsură, proprietățile de plasticitate.

În ceea ce privește jocul dintre elementele active ale matriței de ambutisare, acesta influențează în mod hotărâtor în cazul celei de a doua operații de ambutisare, cu vibrarea torsională a plăcii active și aceasta întrucât mărimea depărtării dintre elementele active are influență mare asupra forței de frecare. La prima operație de ambutisare același parametru nu are o așa de mare influență.

Viteza statică de deformare ocupă ultimul loc în ordinea de influență a variabilelor independente. Aceasta subliniază importanța raportului  $V_s/V_d$ , adică între viteza statică de deformare și viteza dinamică a vibrațiilor în stabilirea unor condiții optime de deformare neconvențională.

O constatare care decurge din analiza tabelului cuprinzând ordinea de influență a variabilelor este aceea că ponderea variabilelor stabilită pentru cazurile vibrațiilor singulare se regăsește în cazul combinat al vibrației axial-torsionale.

În legătură cu nivelele caracteristice ale variabilelor se poate constata că minimumul forței se obține pentru valori mari, maxime chiar ale amplitudinii și frecvenței mișcării vibratorii și minime pentru viteza statică de deplasare a pansonului. Altfel spus, pentru un raport minim între viteza statică de deformare și viteza dinamică se obține o valoare minimă pentru forță.

Cu ajutorul acestei metode de analiză statistică, metoda bilanțului aleatoriu (reducerea timpului necesar tatonărilor și experimentărilor, analiza corelată a parametrilor de influență), a fost obținută o ierarhizare a influenței parametrilor mișcării vibratorii, a vitezei statice de deformare, a jocului dintre elementele active ale matriței și materialului în cazul prelucrării prin vibroambutisare, creîndu-se condițiile favorabile stabilirii modelului matematic al vibroambutisării pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - forța.

#### 4.1.3. Stabilirea modelului matematic al procesului de vibroambutisare pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - forța

Legătura între mărimile de intrare în procesul de prelucrare prin vibroambutisare și mărimea de ieșire - forța - este o legătură statistică numită și legătură de corelație. Pentru a caracteriza această legătură este necesar să se stabilească, pentru început, o funcție matematică, cu ajutorul analizei de regresie, care să determine forma legăturii, iar apoi, utilizînd analiza de corelație, să se caracterizeze gradul în care funcția matematică găsită, funcție care reprezintă modelul matematic al procesului, reușește să descrie compor-



taros sistemului.

Stabilirea modelului matematic al procesului de vibroambuscare pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - forța-a fost efectuată prin intermediul analizei de regresie liniară multiplă selectivă cu ajutorul programului de calcul PS2R din biblioteca de programe ANAGORES de care dispune calculatorul Felix C 256, preluată de la Universitatea din California - S.U.A.

Pentru prelucrarea datelor experimentale se parcurg următoarele etape:

- testarea datelor experimentale ;
- analiza de regresie multiplă selectivă;
- verificarea adecvantei modelelor matematice.

Pentru testarea datelor experimentale, având funcțiile de răspuns pentru fiecare experiment, urmează:

- determinarea mediei aritmetice a rezultatelor replicilor:

$$\bar{y}_e = \left( \sum_{r=1}^n y_{cr} \right) / n, \quad (4.1)$$

în care:  $r = 1 \dots n$  este numărul de replici ale experimentului;

$e = 1 \dots N$  - numărul de experiențe;

$y_{cr}$  - rezultatul replicii  $r$  din experimentul  $e$ ;

$\bar{y}_e$  - media aritmetică a rezultatelor celor  $n$  replici ale experimentului  $e$ .

- determinarea dispersiei funcției de răspuns în ipoteza admiterii unei repartiții normale a rezultatelor, cu relația:

$$s_{ye}^2 = \left( \sum_{r=1}^n (y_{cr} - \bar{y}_e)^2 \right) / (n-1). \quad (4.2)$$

- determinarea omogenității dispersiilor cu testul Cochran care are la bază repartiția variabilei aleatoare:

$$G_0 = \frac{(s_{ye}^2)_{\max}}{\sum_{e=1}^N s_{ye}^2}, \quad (4.3)$$

în care  $(s_{ye}^2)_{\max}$  reprezintă valoarea maximă din șirul de dispersii calculate pentru experiențele  $1 \dots N$ .

Valoarea calculată  $G_0$  se compară cu valorile tabelate  $G_0(m_1; m_2; \alpha)$ , în care:

$m_1 = N = 24$ ;  $m_2 = n-1 = 3-1 = 2$  sînt gradele de libertate, iar

$\alpha = 0,01$ , pragul de semnificație ales.

Dispersiile se consideră omogene atunci cînd este îndeplinită condiția:

$$G_0 < G_T / 15, 88, 184,$$

iar în caz contrar fiind necesară eliminarea dispersiilor cele mai mari.

- determinarea dispersiei erorilor experimentale în vederea estimării pragului de semnificație a coeficienților de regresie, cu relația:

$$s_y^2 = \left( \sum_{e=1}^N s_{y_e}^2 \right) / N \quad (4.4)$$

Numărul gradelor de libertate considerate la determinarea acestei dispersii este:

$$f = N(n-1). \quad (4.5)$$

În tabelul 4.11 sînt prezentate rezultatele obținute în cazul celor trei variante tehnologice de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare, pentru prima și cea de a doua operație. Funcția de răspuns ce apare este forța.

Din analiza rezultatelor obținute se poate trage concluzia că toate dispersiile calculate sînt omogene.

A doua etapă parcursă în prelucrarea datelor experimentale o constituie analiza de regresie multiplă selectivă efectuată prin rularea programului PS2R pentru variantele studiate de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare. Utilizînd datele cuprinse în tabelele 4.2 și 4.3 au fost obținute următoarele modele matematice:

$$Y_{F,VA_1} = 7043,01563 - 10321,67187a_1 - 30,56357f_1 + 16,1349v + 192,36873j - 727,07129m; \quad (4.6)$$

$$Y_{F,VA_2} = 3621,20850 - 7832,1951a_1 - 18,01085f_1 + 8,80931v + 341,05029j - 306,33545m; \quad (4.7)$$

$$Y_{F,VT_1} = 7632,39844 - 1655,46511a_2 - 9,9209f_2 + 2,08481v + 77,53419j - 1002,32593m; \quad (4.8.)$$

$$Y_{F,VT_2} = 4064,22705 - 1265,52075a_2 - 0,56248f_2 + 2,2392v + 320,73462j + 52,588m; \quad (4.9)$$

$$Y_{F,VA_1} = 6092,76172 - 7998,2806a_1 - 924,53957a_2 - 23,07547f_1 - 8,91466f_2 + 25,70063v + 332,6521j - 667,89307m; \quad (4.10)$$

$$Y_{F,VA_2} = 3007,04224 - 6759,74609a_1 - 115,36197a_2 - 18,1451f_1 - 6,70554f_2 + 10,77762v + 839,45239j + 162,23216m. \quad (4.11)$$

În relațiile (4.6.) ... (4.11) primul indice simbolul funcției de răspuns; grupul urător de litere se referă la varianta

Tabelul 4.11

Nr. cr.	Vibrare axială a plăcii active				Vibrare torsională a plăcii active				Vibrare axial-torsională a plăcii active				
	Ambutisare I		Ambutisare II		Ambutisare I		Ambutisare II		Ambutisare I		Ambutisare II		
	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	
(6)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	4654	34934	2630	15.176	6718	80.150	4224	7496	4172	80154	2533	9566	
2	3544	76034	2821	23.294	5269	7228	4284	6062	3283	13856	2737	29894	
3	3284	43238	2848	6278	4824	71402	4244	7962	2907	104166	2537	10184	
4	3720	18926	2988	172472*	4924	55208	4211	65874	3461	2184	2753	23814	
5	4680	264762	3141	9734	6245	12318	4180	93926	4471	49758	3045	43784	
6	3915	101842	2291	18536	6496	25178	4300	62558	3599	176534	2230	21462	
7	4695	48186	3901	93952	5489	193454	4364	24926	4629	54458	3544	187602*	
8	4563	11942	3710	18378	5122	28856	4022	1952	4153	4259	3316	6534	
9	5286	12152	3381	38702	5942	67982	4087	6266	5007	20275	3184	6536	
10	4944	113442	3259	103312	6501	21848	4258	8216	4865	36402	3207	162582	
11	4793	178622	2987	38702	6205	116712	4005	7962	3677	271826*	2875	169842	
12	3779	21048	2291	2616	6366	50408	4393	10122	3706	115574	2257	20808	
13	3248	6162	2667	102552	5406	22266	4530	106722	3129	92150	2600	63752	
14	2755	17106	2428	115976	5187	145209	4038	24488	2735	4802	2257	171914	
15	3422	62438	2941	15746	5220	28646	4334	6422	3275	28808	2910	13538	
16	3231	9638	2171	7818	6368	38858	4169	25998	3180	180296	2052	5306	
17	4629	21434	3753	9734	5489	9734	4480	4298	4530	30085	3620	14792	
18	3875	265558*	2464	29286	5551	132998	4193	68252	3641	8714	2432	4608	
19	5056	22984	4055	9734	5490	209693	4330	7016	4910	14966	3873	39074	
20	3266	3350	2137	2382	5864	37832	4244	55118	3180	121058	2120	119832	
21	3354	132938	2802	112468	5151	23394	4471	165434*	3141	14426	2624	5046	
22	4666	31128	2866	32766	6079	212264*	4219	52346	4300	134186	2714	5642	
23	4662	21038	3726	9734	4893	17246	4447	10374	3868	121334	3438	11438	
24	3937	11853	2399	2616	6091	9458	4471	23498	3505	32262	2993	12654	
$\sum_{e=1}^N S_{y_e}^2$		1530135		1001984		1630392		843298		1712534		1160204	
Gc		0,1742		0,1721		0,1301		0,1961		0,1587		0,1616	
$G_T(m_1, m_2, \kappa)$		0,2263		0,2263		0,2263		0,2263		0,2263		0,2263	
$S_y^2$		63755		41749		67933		35137		71355		48342	
$n \sum_{e=1}^N (Y_e - \bar{y})^2$		2512833		1605177		2346963		1021665		2518608		1214721	
f1		18		18		18		18		16		16	
Sa <sup>2</sup> d		139601		89176		130387		56759		157413		75920	
Fc		218		213		191		161		220		157	
$F_1(x; f_1, f_2)$		2,34		2,34		2,34		2,34		2,40		2,40	

tehnologică de vibroambutisare, și anume: ambutisarea vibrarea axială a plăcii active (VA), ambutisarea cu vibrația torsională a plăcii active (VT) și ambutisare cu vibrația axial-torsională a plăcii active (VAT). Cifrele care constituie ultima parte a indicelui indică prima (1) sau cea de a doua operație de ambutisare (2).

A treia etapă parcursă în preluorarea datelor experimentale o constituie verificarea adecvantei modelelor matematice. Aceasta se face pe baza testului Fischer - Snedecor, testul F, prin care se stabilește dacă diferența observată între dispersii este reală sau întâmplătoare. Testul F,  $F = S_1^2/S_2^2$ , verifică ipoteza egalității dispersiilor care se compară,  $S_1$  și  $S_2$ , cu condiția ca  $S_1 > S_2$ .

Valoarea testului F este dependentă de gradele de libertate  $f_1$  și  $f_2$  precum și de pragul de semnificație ales  $\alpha$  și care se determină cu relația:

$$F_C = S_{ad}^2/S_y^2, \quad (4.12)$$

în care  $S_y^2$  este dispersia erorii experimentale (4.4);

$S_{ad}^2$  - dispersia abaterii modelului față de valoarea medie a funcției de răspuns. Aceasta se calculează cu relația:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N} \sum_{e=1}^N (Y_e - \bar{Y}_e)^2, \quad (4.13)$$

în care:  $Y_e$  este valoarea dată de modelul matematic la experiența e;  
 $\bar{Y}_e$  - valoarea medie a funcției de răspuns la experimentul e;

Numărul gradelor de libertate  $f_1$  ale dispersiei  $S_{ad}^2$  se exprimă:

$$f_1 = N - k, \quad (4.14)$$

în care k este numărul coeficienților de regresie semnificativi;  
 N - numărul de experimente.

Valoarea calculată  $F_C$  se compară cu valoarea tabelată  $F_T(\alpha; f_1; f_2)$ , /15, 16, 69, 88/, modelul găsit considerându-se adecvat atunci când:

$$F_C < F_T. \quad (4.15)$$

În tabelul 4.11 sînt prezentate sintetic rezultatele acestei analize pentru funcția de răspuns - forța. Se constată că toate modelele matematice sînt adecvate.

Analizînd modelele matematice stabilite se pot evidenția următoarele aspecte legate de scăderea forței la vibroambutisare. Scăderea acestei forțe este asigurată de creșterea frecvenței și amplitudinii mișcării dinamice, implicit a vitezei vibrațiilor - semnul (-). În antipod, scăderea vitezei statice de deformare conduce la scăderea forței - semnul (+).

O singură excepție de la această constatare, în cazul celei de a doua operații de ambutisare cu vibrarea torsională a plăcii de ambutisare, când forța scade odată cu creșterea vitezei statice de deformare.

Pentru toate cazurile analizate cel mai mic joc, dintre elementele active, considerat a condus și la obținerea unei forțe minime - semnul (+) . Se precizează că cel mai mic joc considerat a fost stabilit în conformitate cu recomandările din literatura de specialitate /29, 87, 167, 191, 212/ ca joc optim pentru ambutisarea convențională. Cercetarea a fost întreprinsă pentru această valoare și valori mai mari pentru a evidenția modificarea forței la vibroambutisare. Analizând rezultatele obținute se constată că, și în cazul prelucrării neconvenționale, valoarea optimă a jocului și legătura sa cu forța de deformare - o valoare mai mare a jocului conduce la formarea cutelor, cuto care pentru a fi îndreptate ulterior solicită a forță suplimentară de deformare - este aceeași ca în cazul ambutisării convenționale.

În legătură cu materialul deformat prin vibroambutisare se constată că, pentru prima operație, trecînd de la materialul analizat - oțelul - la cel cu care s-a făcut compararea - alama - forța scade - semnul (-) . La cea de a doua operație de vibroambutisare situația este inversată, indicînd faptul că oțelul se deformează la o forță mai mică decît alama. Aceasta vine în sprijinul celor constatate în urma aplicării metodei bilanțului aleatoriu și evidențiază importanța întăririi și influenței ei asupra forțelor la deformarea plastică.

Metodele matematice stabilite vor sta la baza optimizării procesului de vibroambutisare funcție de caracteristica tehnologică de prelucrare - forța în cadrul capitolului rezervat special acestui obiectiv.

#### 4.2. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra gradului de deformare

Influența introducerii vibrațiilor asupra gradului de deformare a fost evidențiată experimental, pentru piese cilindrice, folosind seturi de poansoane și plăci active schimbabile (fig.4.4 ), aferente matriței experimentale pentru vibroambutisare (vezi cap.3).

Pentru început a fost determinat coeficientul de ambutisare admisibil în condiții convenționale de deformare, după care a fost determinat coeficientul de ambutisare admisibil în condițiile introducerii vibrațiilor în matriță. Atît într-un caz cît și în celălalt s-a procedat în felul următor. S-a păstrat diametrul inițial al semifabricatului (plan, pentru prima operație; cav, pentru cea de a doua) neschimbat

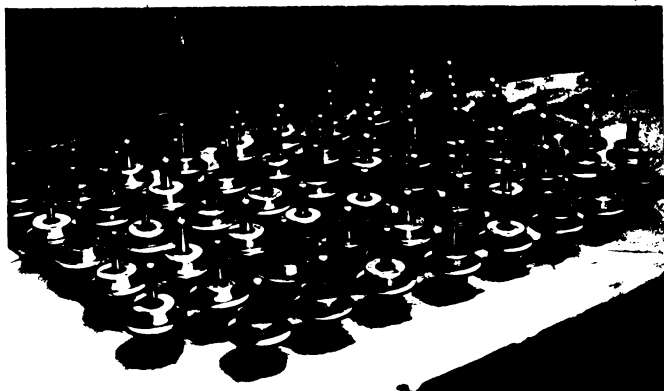


Fig.4.4.  
Seturi de poansoane și plăci active schimbabile aferente mașinării pentru vibro-ambutisare.

și s-a mărit gradul de deformare prin micșorarea diametrului piesei ambutisate. Micșorarea diametrului s-a făcut discret, din 0,05 în 0,05 mm folosind poansoane și plăci active conjugate, până la momentul ruperii fundului epruvetei. Coeficientul limită de ambutisare s-a stabilit în funcție de diametrul maxim la care au fost obținute piese întregi.

Vibrațiile au fost introduse în zona de deformare prin intermediul poansonului vibrat axial și a plăcii de ambutisare vibrață axial și torsional, aceasta din urmă și cu posibilitatea vibrării simultane, axial-torsională.

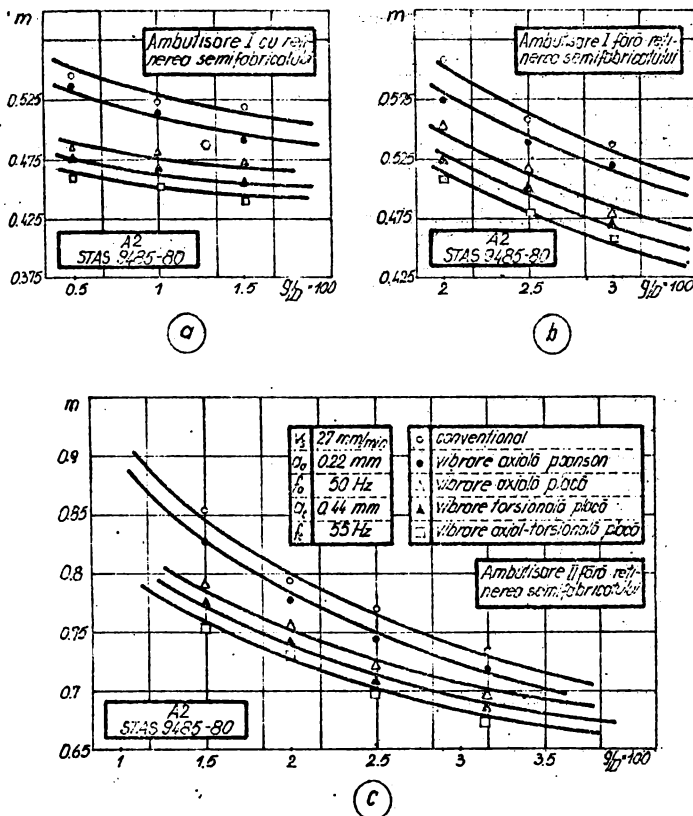
Parametrii mișcării vibratorii cu care s-au efectuat experimentările au fost stabiliți în condițiile realizării unui raport, între viteza statică de deplasare a culisorului și viteza dinamică a mișcării vibratorii, minim, respectiv  $v_s/v_d = 0,006$ .

Materialul asupra căruia s-au făcut experimentări a fost tablă de oțel pentru ambutisare adâncă, STAS 9485-80. Ele s-au desfășurat pentru prima și a doua operație de ambutisare: pentru prima operație de ambutisare, cu și fără reținerea semifabricatului, iar pentru cea de a doua operație de ambutisare numai fără reținerea semifabricatului. Incadrarea în una sau în alta dintre categoriile menționate s-a făcut în conformitate cu recomandările literaturii de specialitate /28, 87, 167, 191, 192, 212/ în funcție de grosimea relativă a materialului semifabricatului. Iar, dacă pentru ambutisarea convențională, în funcție de grosimea relativă a semifabricatului s-a lucrat cu reținerea materialului în timpul deformării plastice, același caz a fost adoptat și pentru ambutisarea în condițiile introducerii vibrațiilor.

În ceea ce privește semifabricatul utilizat la cea de a doua operație de ambutisare, acesta a fost obținut prin ambutisare convențională, după care a fost supus unei operații de tratament termic constând din recobacere de înmuiere în vederea înlăturării efectelor contractivității materialului.

Rezultatele încercărilor sînt cuprinse în fig.4.5,a;b;c. Ca

regulă generală s-a constatat o scădere a coeficientului de ambutisare



odată cu introducerea vibrațiilor întreținute. Scăderea cea mai pronunțată s-a obținut în condițiile vibrării axiale-torsionale a plăcii active, iar scăderea cea mai redusă, în condițiile vibrării axiale a poansonului. Alurile curbelor pentru cazurile studiate sînt asemănătoare.

În cazul vibrării axiale a poansonului s-au constatat scăderi ale coeficientului de ambutisare în proporție de 2 ... 4 %. Scăderea redusă a coeficientului de ambutisare poate fi explicată prin aceea că vibrațiile acționează, în special, în partea centrală a semifabricatului și că influența lor în zona flanșei este scăzută.

În toate cele trei variante de antrenare în mișcarea vibratorie a plăcii active s-au constatat scăderi mai pronunțate (8 ... 14%) ale coeficientului de ambutisare. Aceasta întrucît vibrațiile acționează direct în zona flanșei îmbunătățind plasticitatea materialului care se deformează. În plus, schimbarea favorabilă a direcției forței de frecare în cazul vibrării torsionale contribuie la creșterea suplimentară a plasticității materialului.

Coeficientul de ambutisare are cea mai mică valoare în cazul

vibrării axial-torsionale a plăcii de ambutisare, ca o consecință și a scăderii, în cea mai mare măsură, în acest caz, a forței statice de deformare și, implicit, a tensiunii de curgere.

Analizând influența grosimii relative a materialului semifabricatului asupra scăderii coeficientului de ambutisare se constată, pentru toate variantele de introducere a vibrațiilor luate în studiu, o ușoară atenuare a scăderii coeficientului de ambutisare odată cu creșterea grosimii relative a materialului semifabricatului (fig.4.5),

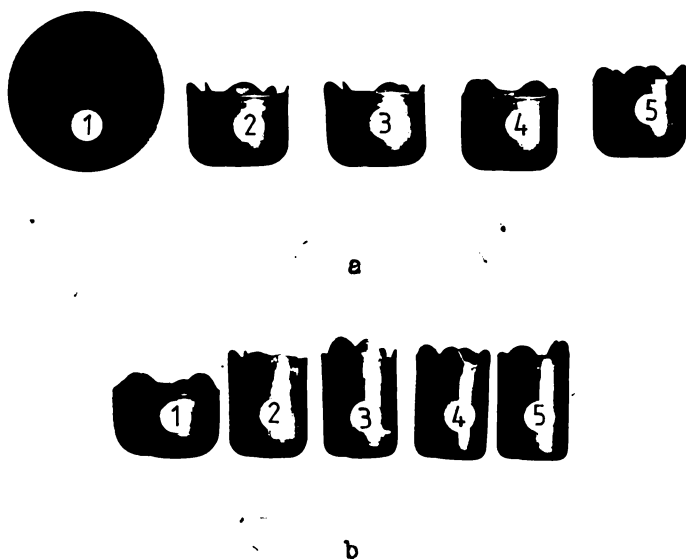


Fig.4.6.  
Piese vibroambutisate,  $g/D \cdot l_{oc} = 1,38$ ;  
a - prima operație;  
b - cea de a doua operație.

Cele mai bune rezultate obținute în legătură cu mărirea gradului de deformare, pentru grosimea relativă a materialului semifabricatului de 1,38 (fig.4.5) sînt prezentate în figura 4.6,a pentru prima operație de ambutisare și în figura 4.6,b pentru cea de a doua operație.

În figură, cu 1 s-au notat semifabricatele, cu 2 piesele obținute prin ambutisare în prezența vibrațiilor introduse prin intermediul poansonului vibrat axial; cu 3 - piesele obținute prin ambutisare în prezența vibrațiilor introduse prin intermediul plăcii active vibrată axial; cu 4 - piesele obținute prin ambutisare în prezența vibrațiilor introduse prin intermediul plăcii active vibrată torsional și cu 5 - piesele obținute prin ambutisare în prezența plăcii active vibrată axial-torsional.

Se cunoaște /87, 167, 192, 212/ că utilizarea elementului de apăsare este necesară la ambutisarea adîncă pentru evitarea cutelor ce se formează ca rezultat al pierderii stabilității flanșei.



În același timp, nu se recomandă apăsarea de reținere întrucât aceasta mărește forțele de frecare și, implicit, tensiunile de întindere în secțiunea periculoasă, conlucrând, în final, la înrăutățirea condițiilor de ambutisare.

Din analiza diagramelor (fig.4.5) construite pentru cazul ambutisării fără reținerea materialului (ambutisare I și II) se constată o scădere mai puțin pronunțată a coeficientului de ambutisare decât în cazul utilizării elementului de apăsare pentru o anumită grosime relativă a semifabricatului. Aceasta vine să sublinieze faptul că formarea cutelor în procesul de ambutisare influențează în mai mare măsură curgerea materialului decât introducerea vibrațiilor.

Tot comparativ, privind influența introducerii vibrațiilor în cazul ambutisării a doua, aceasta este mai mică decât în cazul primei ambutisări, explicația putând fi pusă pe seama creșterii rigidității materialului semifabricatului (semifabricat cav, comparativ cu un semifabricat plan).

#### 4.3. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra repartizării deformației de-a lungul peretelui piesei ambutisate

În vederea desfășurării cercetărilor, semifabricatul plan a fost acoperit cu o rețea de cercuri cu diametrul de 0,08 mm. Transpunerea rețelei pe suprafața epruvetelor s-a realizat utilizând un leș fotosensibil indigen pe bază de alcool polivinilic /123/.

Semifabricatele acoperite cu rețea au fost apoi deformat prin ambutisare convențională și ambutisare asistată de vibrații. Aceasta din urmă s-a efectuat în varianta vibrării axiale a plăcii active ( $f = 150$  Hz;  $a = 0,8$  mm).

Analiza rețelei deformată (cercurile s-au transformat în elipse) s-a făcut, în zonele indicate în figura 4.7, la un microscop EPICYP cu putere de mărire de 200 ori, dotat cu un dispozitiv de măsurare cu precizie de  $0,7 \mu$  m. Analiza a constatat din măsurarea dimensiunilor elipselor cu axele îndreptate în direcția tensiunilor principale. Modificarea dimensiunilor cercurilor, în deformații logaritmice, este:

$$\varepsilon_{\xi} = \ln \frac{a}{a_0} ; \quad \varepsilon_{\eta} = \ln \frac{b}{a_0} ; \quad \varepsilon_{\xi} = \ln \frac{\xi}{\xi_0} , \quad (4.16)$$

în care:  $a$  este axa mare a elipsei;

$b$  - axa mică a elipsei;

$a_0$  - diametrul cercului rețelei;

$\xi$  - grosimea materialului după deformare;

$\xi_0$  - grosimea materialului înainte de deformare.

Tinând cont de legea constantă volumului, exprimând pe  $\epsilon_g$  în funcție de  $\epsilon_g$  și  $\epsilon_\theta$ , intensitatea deformației /167, 191/ este :

$$\epsilon_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\epsilon_g^2 + \epsilon_\theta^2 + \epsilon_g \epsilon_\theta} \quad (4.17)$$

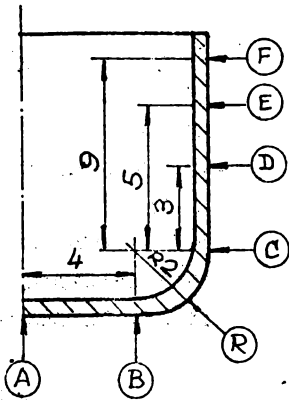


Fig.4.7. Zonele de pe peretele piesei ambutisate (vibro-ambutisate) în care a fost analizată rețeaua.

piesei, s-a constatat o îngroșare a materialului mai pronunțată în cazul ambutisării în prezența vibrațiilor.

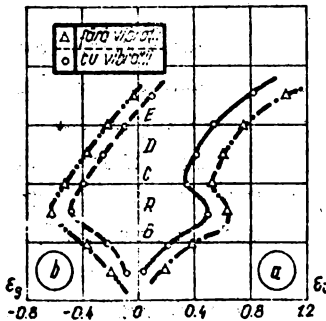


Fig.4.8. Diagrama de variație a intensității deformației și a deformației pe direcția grosimii materialului pieselor ambutisate (vibroambutisate).

Rezultatele măsurătorilor efectuate la același grad de deformare în cazul ambutisării și vibroambutisării sînt prezentate în figura 4.8. Se constată o deformare mai pronunțată a materialului în cazul ambutisării convenționale în comparație cu ambutisarea efectuată în prezența vibrațiilor (fig.4.8,a). Variația grosimii materialului în diferite zone ale piesei ambutisate este prezentată în figura 4.8,b. Zona periculoasă, cu subțierea maximă a grosimii, rămîne pentru ambele variante tehnologice, zona în care are loc racordarea peretelui lateral cu fundul piesei; se constată o subțiere mai puțin pronunțată în cazul vibroambutisării în comparație cu ambutisarea convențională. În schimb, la partea superioară a

Foarte importantă este consecința utilizării vibrațiilor în zona de racordare a peretelui lateral cu fundul piesei ambutisate - subțierea mai puțin pronunțată pentru integritatea piesei și pentru posibilitatea măririi gradului de deformare. Ea se prezintă ca un rezultat direct al scăderii forței de deformare.

Raportarea mărimii deformațiilor logaritmice, obținute pentru cazul deformării prin vibroambutisare, la curba limită de ambutisare /73/ le situează într-o zonă cu deformații reduse, existînd deci posibilitatea amplificării lor fără a cauza ruperea materialului.

În plus, analizînd ochiurile rețelei s-a constatat, în cazul prezenței vibrațiilor o deformare uniformă a acestora, fapt care dovedește cărgerea mai bună a materialului în comparație cu ambutisarea convențională.

#### 4.4. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra rugozității suprafeței

##### 4.4.1. Măsurarea rugozității suprafeței

Rugozitatea suprafețelor pieselor ambutisate este dependentă de următorii factori: starea suprafeței inițiale a semifabricatului, mărirea grăunților cristalini, starea suprafețelor active ale sculelor matriței de ambutisare, jocul dintre elementele active, calitatea lubrifiantului și, cu pondere mare la ambutisarea neconvențională, regimul de lucru.

Pentru evidențierea influenței regimului de lucru asupra rugozității suprafețelor pieselor obținute prin ambutisare și vibroambutisare a fost utilizat un profilograf-profilometru 252 - U.R.S.S. la care s-au măsurat parametrii :  $R_a(y_R)_{max}$  și  $(y_R)_{min}$  față de linia medie, procentajul portant  $T_R$ , %, pentru diferite nivele de secționare 10%, 20%, ..., 90%, precum și numărul de pași ai liniei medii cu profilul microasperităților pe lungimea de bază. Măsurările s-au efectuat în condițiile :  $L = 6$  mm, lungimea de măsurare,  $\lambda_R = 0,8$  mm, lungimea de undă limită,  $v = 60$  mm/min - viteza de deplasare a traductorului la funcționare ca profilometru. La funcționare ca profilograf, viteza de deplasare a traductorului a fost de 6 mm/min, iar viteza de deplasare a benzii de 120 mm/min. Mărirea verticală a fost de 5.000 ori. S-a lucrat cu filtrare trece sus cu pasul limită de 2,5 ori.

Măsurările au fost întreprinse asupra a două loturi de piese, și anume :

Prinul lot de piese a fost obținut prin vibrarea axială a plăcii de ambutisare ( $a = 0,5$  mm;  $f = 150$  Hz), pentru viteze statice și grade de deformare diferite, asupra unor semifabricate din oțel (A2, SEAS 9465-80) tratate și netratate termic. Cele două viteze statice la care s-au desfășurat încercările au fost  $v_1 = 27$  mm/min și  $v_2 = 45$  mm/min, iar gradele de deformare,  $K_1' = 1,91$  și  $K_2' = 2,03$ . S-a prelucrat cu grade de deformare pentru care a fost posibilă obținerea pieselor atât în regim static cât și în regim dinamic, astfel ca să fie posibilă efectuarea unor studii comparative. Pentru cea de a doua operație de ambutisare gradul de deformare a fost  $K'' = 1,32$ .

Sintetic, modurile de lucru utilizate pentru obținerea organitelor pe care s-au făcut măsurări sânt prezentate în tabelul 4.12. Căsuțele ocupate se referă la variantele abordate.

La o parte din semifabricatele care ulterior au fost deformate s-a aplicat un tratament termic de normalizare, urmat de o recoacere de înmuiere în scopul uniformizării structurii și îmbunătățirii

proprietăților mecanice. În toate cazurile suprafața semifabricatului care a venit în contact cu placa activă a fost acoperită cu

Tabelul 4.12 lubrifianț(ulei emulsionabil

OPERATIA	PARAMETRII VARIATI	$V_1$				$V_2$			
		$m_1$		$m_2$		$m_1$		$m_2$	
		NT	TT	NT	TT	NT	TT	NT	TT
AMBUTISARE I	FARA VARIATI	x	x	x	x	x	x	x	x
	CU VARIATI	x	x	x	x	x	x	x	x
AMBUTISARE II	FARA VARIATI	x	x			x	x		
	CU VARIATI	x	x			x	x		

NT - netrotite termic  
TT - trotite termic

P.1A - Intreprinderea chimică Valea Călugărească).

Pentru piesele obținute s-au determinat indicatorii de rugozitate aferenți suprafeței exterioare laterale (pe direcția longitudinală) și aceasta întrucît

suprafața respectivă este influențată, în cea mai mare măsură, în ceea ce privește microgeometria, atât în cazul unei ambutisări convenționale cît și în cazul vibroambutisării. În cercetări s-au luat în considerare atât parametrii indicați direct pe profilometru cît și forma grafică a profilului trasată de profilograf.

Abaterea medie aritmetică a rugozității  $R_a$  s-a constatat că s-a micșorat în cazul ambutisării la care placa activă a fost antrenată în mișcare vibratorie comparativ cu ambutisarea convențională. Valoarea indicatorului  $R_a$  s-a micșorat și în cazul măririi gradului de deformare precum și odată cu creșterea vitezei de deformare convenționale. În plus, valoarea diferenței  $\Delta R_a$  - între prelucrarea prin ambutisare și vibroambutisare - este mai pronunțată în cazul vitezei mai mici întrucît vibrațiile, în acest caz, <sup>reuesc</sup> să-și dovedească mai pregnant influența. În figura 4.9 este prezentată histograma variației indicatorului  $R_a$  pentru prima operație de ambutisare.

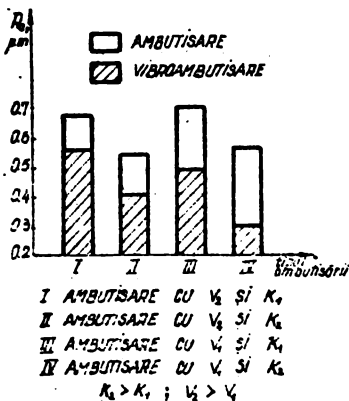


Fig.4.9. Histograma de variație a rugozității  $R_a$ .

În ceea ce privește variația adâncimii totale a rugozității  $R_{max}$ , aceasta urmează aceeași lege de variație ca și în cazul indicatorului  $R_a$ .

Forma profilului microasperităților are un rol hotărîtor asupra comportării tablei la deformare plastică, a modului de păstrare a lubrifianțului la suprafața de separare dintre semifabricat și placa activă precum și a comportării tablei în cazul unor acoperiri ulterioare (eventuale acoperiri ulterioare) cu diferite medii protectoare (exemplu: emilare). Procentajul portant

al rugozității,  $T_p$ , %, pentru diferite nivele de sectionare,  $p$ , %, definit în conformitate cu prevederile STAS 5730/1-75 servește la evidențierea acestor comportări.

În figura 4.10. sînt prezentate curbe ale procentajului portant pentru cazurile analizate, după prima operație de ambutisare. Se constată o micșorare a procentajului portant la vibroambutisare în comparație cu procentajul portant aferent microgeometriei suprafeței pieselor ambutisate convențional. Toate aceste constatări indică faptul că microasperitățile suprafețelor pieselor vibroambutisate sînt mai

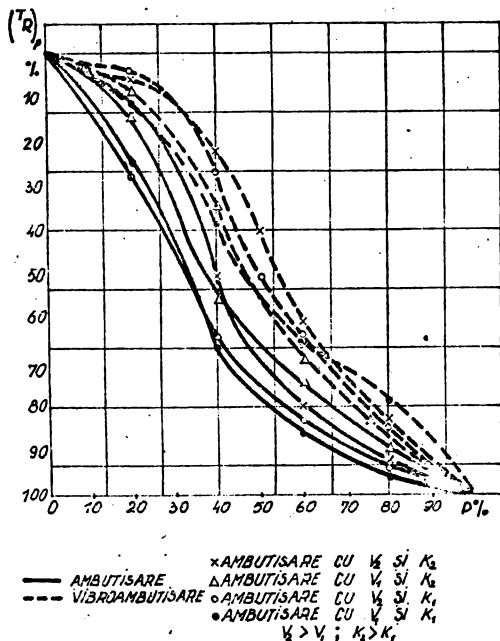


Fig.4.10. Variația procentajului portant funcție de nivelul de sectionare .

subțiri în comparație cu microasperitățile suprafeței pieselor ambutisate convențional. Microasperitățile sînt pentru ambele tipuri de piese analizate mai subțiri în cazul vitezelor statice și a gradelor de deformare mai mari, ponderea mai mare dintre acestea două avînd-o viteza statică.

Microasperitățile subțiri ce caracterizează suprafața pieselor vibroambutisate contribuie la îmbunătățirea capacității de deformare ca urmare a faptului că acestea fiind mai subțiri, sub acțiunea presiunii exercitate pe suprafața dură a sculei, aceasta pătrunde relativ adînc pînă se formează suprafața purtătoare pentru a prelua forțele de compresiune. În acest caz elementele purtătoare sînt distribuite uniform pe întreaga suprafață. Se evită, astfel, formarea cutelor, iar solicitările la compresiune și tracțiune vor fi suportate de material mai ușor fără să se rupă/64/.

Aceleași microneregularități subțiri aferente suprafețelor pieselor ambutisate vor reține într-o mai mare măsură lubrifianții în timpul procesului de deformare; la fel mediile protectoare ce urmează a fi aplicate ulterior deformării suprafeței piesei ambutisate.

Inregistrarea grafică a profilului efectiv este prezentată în figurile 4.11, 4.12, 4.13, și 4.14. Dintre acestea, figurile 4.11 și 4.12 se referă la prima operație de ambutisare, iar figurile 4.13 și 4.14, la cea de a doua. Toate figurile se referă la forma profilului suprafețelor laterale exterioare ale pieselor cave obținute.

Pentru prima operație de ambutisare este prezentată forma profilului în cazul unor materiale tratate termic pentru ambutisare convențională (fig.4.11) și neconvențională (4.12). Pentru ambele variante tehnologice, primele două forme ale profilului (a și b) sînt

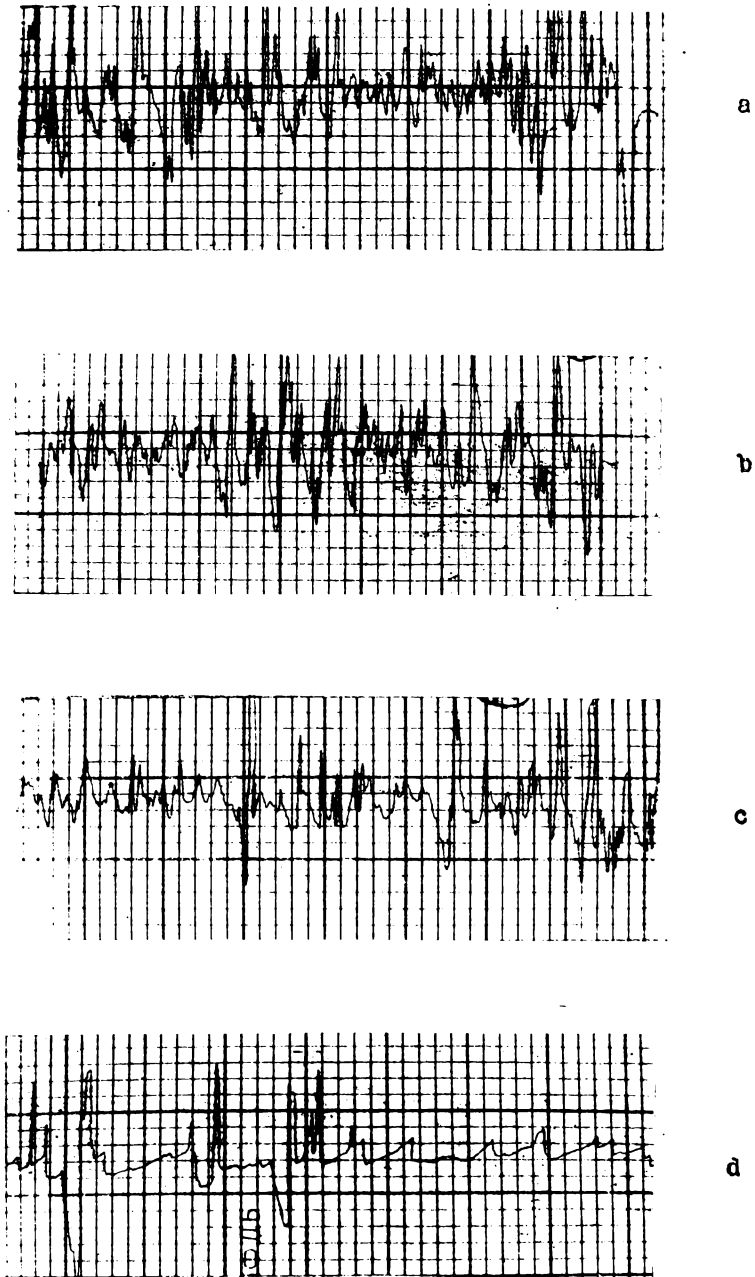
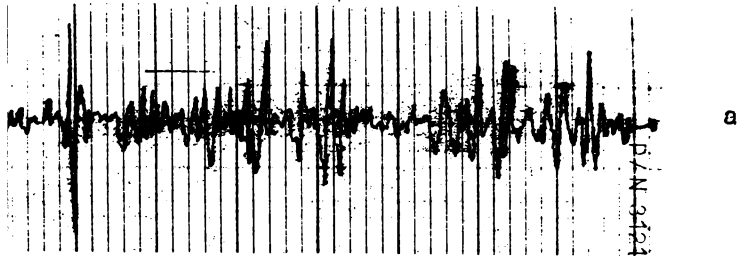


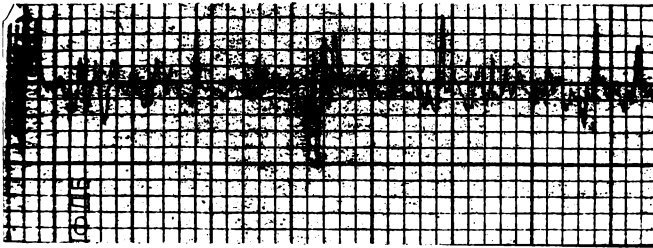
Fig. 4.11. Profilogramme ale suprafeței laterale a pișelor obținute prin arătatizare convențională, după prima operație de deformare (a-v<sub>1</sub>, K<sub>1</sub><sup>1</sup>; b-v<sub>2</sub>, K<sub>1</sub><sup>1</sup>; c-v<sub>1</sub>, K<sub>2</sub><sup>1</sup>; d-v<sub>2</sub>, K<sub>2</sub><sup>1</sup>).



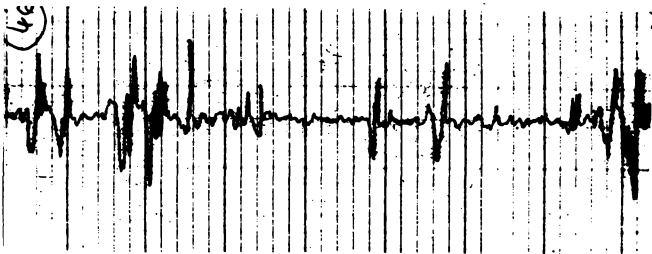
a



b



c



d

Fig. 4.12. Profilograme ale suprafeței laterale a pieselor obținute prin vibroambuticare, după prima operație de deformare (a- $v_1, K_1^1$ ; b- $v_2, K_1^1$ ; c- $v_1, K_2^1$ ; d- $v_2, K_2^1$ ).

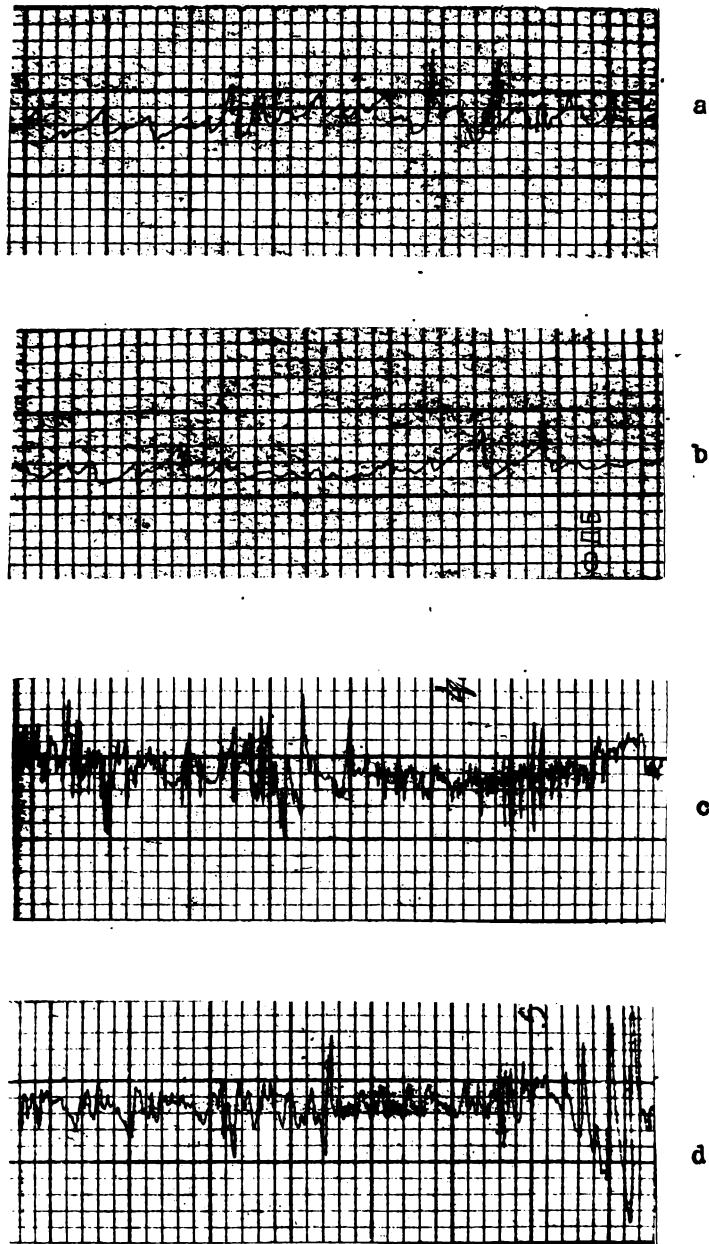


Fig. 4.13. Profilograme ale suprafeței laterale a pieselor ambutisate și vibroambutisate din material netratat termic, după cea de-a doua operație de deformare (a-ambutisare,  $v_1$ ; b-ambutisare,  $v_2$ ; c-vibroambutisare,  $v_1$ ; d-vibroambutisare,  $v_2$ ).



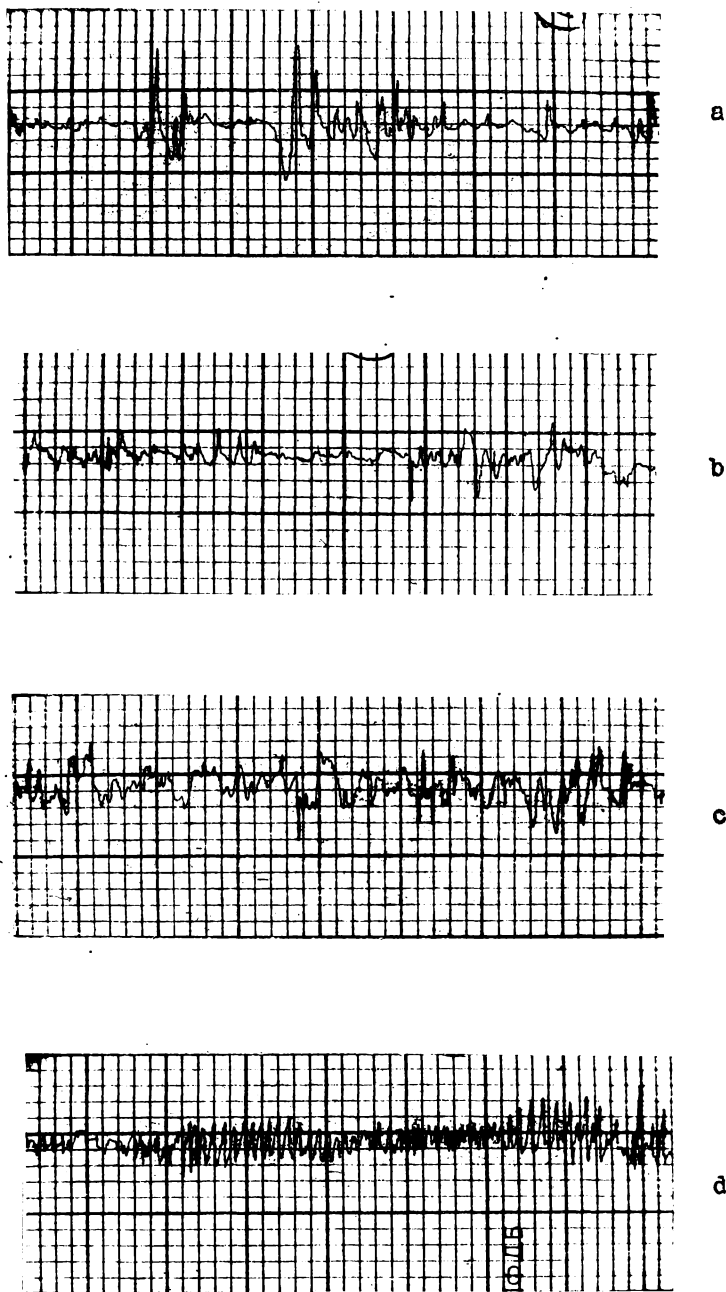


FIG. 4.14. Profilograma ale suprafeței laterale a pieselor ambutisate și vibroambutisate din material tratat termic, după cea de a doua operație de deformare (a-ambutisare,  $v_1$ ; b-ambutisare,  $v_2$ ; c-vibroambutisare,  $v_1$ ; vibroambutisare,  $v_2$ ).

aferește gradului de deformare  $K_1^I$ , iar ultimele două (c și d), gradului de deformare  $K_1^II$ . Pe de altă parte, a și c, se referă la ambutisarea cu viteza de deformare  $v_1$ , iar, b și d, la ambutisarea cu viteza statică de deformare  $v_2$ .

Pentru cea de a doua operație de ambutisare cele două figuri se referă la piese din material netratat termic (fig.4.13) și din material tratat termic (fig.4.14). În ambele figuri, a și b, se referă la piese ambutisate convențional, iar, c și d, la piese vibroambutisate. Viteza statică de deformare se realizează și în acest caz la valoarea  $v_1$  (a și c) și valoarea  $v_2$  (b și d).

Concluziile rezultate în urma analizei microgرافیilor confirmă constatările anterioare legate de forma microasperităților. Se observă o îmbunătățire a microgeometriei suprafețelor pieselor vibroambutisate în comparație cu microgeometria suprafețelor pieselor ambutisate convențional. De asemenea, microgeometria este îmbunătățită odată cu creșterea vitezei statice de deformare sau a gradului de deformare. O îmbunătățire a microgeometriei suprafeței se constată și în cazul materialului tratat termic ca urmare a uniformizării structurii și evitării formării de grăunți grosolani.

Având în vedere faptul că procesul nu a putut fi studiat în totalitate, cu toate cauzele și interacțiunile sale, că experimentul efectuat în legătură cu studierea rugozității suprafeței a implicat, ca oricare altul, o fragmentare a realității și o eliminare conștientă, sau nu, a unor cauze, se impune prelucrarea datelor experimentale pe bază statistică.

Al doilea lot de piese a fost obținut prin vibrarea axială, torsională sau axial-torsională a plăcii de ambutisare, pentru viteze statice și jocuri între elementele active diferite asupra unor semifabricate din oțel (A2, STAS 9485 - 80) și alama (CuZn 36, STAS 95-80). Rezultatele măsurătorilor au fost prelucrate statistic în vederea stabilirii, în final, a variantei optime de prelucrare pentru caracteristica de prelucrare - rugozitatea suprafeței.

#### 4.4.2. Ordonarea ponderii de influență a parametrilor procesului de vibroambutisare asupra rugozității suprafeței

Ca și forța, caracteristica de prelucrare rugozitatea suprafeței - analizată în cadrul acestui capitol - depinde de o serie de parametri ce constituie variabile independente specifice fie utilajului de prelucrare (amplitudinea și frecvența mișcării vibratorii, viteza statică de deformare, jocul dintre elementele active ale matriței de ambutisare) fie materialului semifabricatului. Acești parametri constituie mărimile de intrare în proces, rugozitatea suprafeței fiind, pentru cazul considerat, mărimea de ieșire.

Pentru a da o imagine de ansamblu a influenței mărimilor de intrare asupra mării de ieșire considerate - rugozitatea suprafeței - a fost utilizată metoda bilanțului aleatoriu. În tabelul 4.1. sînt cuprinse variabilele independente luate în considerare precum și nivelele aferente. Matricea de planificare a experiențelor, în cazul ambutisării cu vibrarea axial-torsională, este prezentată în tabelul 4.2.

Ca și în cazul forței, din această matrice se obține matricea aferentă ambutisării cu vibrarea axială a plăcii active - prin anularea coloanelor (2) și (4) precum și matricea aferentă ambutisării cu vibrarea torsională a plăcii active - prin anularea coloanelor (1) și (3).

Rezultatele experiențelor, obținute ca medie a trei măsurări a indicatorului  $R_a$  pentru rugozitatea suprafeței, în cazul ambutisării cu vibrarea axială a plăcii active, vibrarea torsională a plăcii active și în cazul ambutisării cu vibrarea axial-torsională a plăcii active sînt prezentate în tabelul 4.13.

Prelucrarea datelor experimentale s-a făcut cu ajutorul programului RANDOM scris în limbaj BASIC și rulat pe microcalculatorul Felix M 118. Sintetizarea rezultatelor din programul rulat sînt prezentate în tabelele 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 și 4.19. În aceste tabele  $\bar{x}$  reprezintă media indicatorului  $R_a$  a rugozității suprafețelor pentru fiecare nivel al variabilelor independente luate în considerare și  $D$  - dispersia acestor valori. Valoarea maximă a dispersiei a fost evidențiată prin introducerea în căsuța respectivă a semnelui  $\infty$ . Valoarea minimă a nivelului variabilei minimizează funcția de răspuns - rugozitatea suprafeței prin intermediul indicatorului  $R_a$ . Locul ocupat de fiecare variabilă este sintetizat pentru toate variațiile de introducere a vibrațiilor considerate în tabelul 4.20.

Din analiza tabelelor se trag următoarele concluzii:  
Amplitudinea și frecvența mișcării vibratorii joacă și în

cazul rugozității suprafeței un rol important, acestea situându-se pe primele locuri. În general se constată o scădere a valorii indicatorului  $R_a$  odată cu creșterea amplitudinii și frecvenței mișcării dinamice axiale și cu scăderea amplitudinii și frecvenței mișcării dinamice torsionale.

Tabelul 4.13

Rugozitatea $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]													
Nr. crt.	Vibrație axială		Vibrație torsională		Vibrație axial-torsională		An. ort.	Vibrație axială		Vibrație torsională		Vibrație axial-torsională	
	Amb. I	Amb. II	Amb. I	Amb. II	Amb. I	Amb. II		Amb. I	Amb. II	Amb. I	Amb. II	Amb. I	Amb. II
(10)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1	0,52	0,40	0,55	0,49	0,81	0,40	13	0,55	0,47	0,52	0,49	0,56	0,46
2	0,52	0,43	0,64	0,46	0,72	0,54	14	0,58	0,45	0,57	0,48	0,62	0,50
3	0,52	0,44	0,69	0,49	0,67	0,55	15	0,51	0,47	0,43	0,39	0,56	0,47
4	0,55	0,42	0,63	0,60	0,79	0,34	16	0,51	0,46	0,45	0,41	0,53	0,50
5	0,47	0,37	0,58	0,52	0,74	0,49	17	0,59	0,43	0,50	0,49	0,60	0,45
6	0,54	0,46	0,51	0,42	0,50	0,43	18	0,57	0,42	0,48	0,43	0,67	0,47
7	0,50	0,44	0,55	0,49	0,90	0,50	19	0,56	0,54	0,58	0,53	0,56	0,47
8	0,49	0,44	0,48	0,46	0,96	0,39	20	0,59	0,47	0,53	0,50	0,52	0,44
9	0,57	0,54	0,48	0,45	0,79	0,51	21	0,67	0,46	0,56	0,54	0,60	0,56
10	0,44	0,42	0,50	0,45	0,49	0,45	22	0,56	0,36	0,64	0,33	0,55	0,51
11	0,48	0,43	0,57	0,42	0,48	0,36	23	0,62	0,60	0,52	0,41	0,62	0,55
12	0,53	0,48	0,50	0,45	0,49	0,43	24	0,43	0,40	0,54	0,52	0,57	0,52

Ponderea de influență a jocului este, de asemenea, mare, aceasta situându-se intercalat, de regulă, între parametrii mișcării vibratorii. Se constată o scădere a valorii indicatorului  $R_a$  odată cu reducerea jocului dintre elementele active subliniind, prin aceasta, îmbunătățirea calității suprafeței odată cu asigurarea unei frecări mai mari pe suprafața exterioară a semifabricatului.

Legat de viteza statică de deformare, în cazul de față viteza de deplasare a poansonului, se concluzionează că în toate cazurile analizate viteza mai mare a condus la îmbunătățirea calității suprafeței.

Deși materialul ocupă, între parametrii luți în discuție, unul din ultimile două locuri, o concluzie demnă de reținut se poate trage aplicând metoda bilanțului aleatoriu și anume, că materialul semifabricatului are influență mare asupra calității supra-

Tabelul 4.14

Vibrare axială a plăcii active - Ambusare I												Rugozitatea Ra	
Nr. crt.	Variab. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1-a		După corecția 2-a		După corecția 3-a		După corecția 4-a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(10)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a1	a11	0,53500		0,55020		0,54645	*					
		a12	0,54250	0,01125	0,54083	0,03250	0,54541	0,02958					
		a13	0,53125		0,51770		0,51687						
2	f1	F11	0,54666										
		F12	0,49666	0,06333									
		F13	0,56000										
		F14	0,54166										
3	v	v1	0,54416	0,01583	0,54263	0,01277	0,54361	0,01472	0,54599	0,01947	*		
		v2	0,52833		0,52985		0,52889		0,52651				
4	j	j1	0,51625	0,05125	0,51791	*							
		j2	0,52500		0,52958	0,04333							
		j3	0,56750		0,56124								
5	m	m1	0,51750	0,03750	0,51791	0,03668	0,52416	0,02416	0,52663	0,01923	0,52663	*	
		m2	0,55500		0,55458		0,54833		0,54587		0,54587	0,01923	

Tabelul 4.15

Vibrare axială a plăcii active - Ambusare II												Rugozitatea Ra	
Nr. crt.	Variab. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1-a		După corecția 2-a		După corecția 3-a		După corecția 4-a		
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	
(10)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
1	a1	a11	0,47375	*									
		a12	0,42375	0,05000									
		a13	0,45250										
2	f1	F11	0,46000		0,45166		0,44697		0,44139	*			
		F12	0,44666	0,01500	0,43958	0,02062	0,43958	0,02062	0,44097	0,02342			
		F13	0,44833		0,46020		0,45020		0,46440				
		F14	0,44500		0,44854		0,45322		0,45323				
3	v	v1	0,44416	0,01166	0,44177	0,01645	0,44177	0,1645	0,43967	0,02065	0,44248	*	
		v2	0,45583		0,45922		0,45822		0,46032		0,45751	0,01502	
4	j	j1	0,45125		0,46046		0,46398	*					
		j2	0,44125	0,01625	0,43531	0,02515	0,43882	0,02515					
		j3	0,45750		0,45421		0,44718						
5	m	m1	0,43416	0,03166	0,43593	*							
		m2	0,46583		0,46406								

Tabelul 4.15

Nr. Variab. art. indep.		Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a	
(0)	(1)	(2)	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1	a2	a21	0,54500	*								
		a22	0,58166	0,08333								
		a23	0,49833									
		a24	0,52600									
2	f2	f21	0,49166		0,08166	0,48750	*					
		f22	0,54333	0,55694		0,07722						
		f23	0,54166	0,54083								
		f24	0,57333	0,56472								
3	v	v1	0,53583	0,03334	0,54055		0,06112	0,54518	0,01537	0,54752	0,02004	0,54752
		v2	0,53916		0,53444	0,52981		0,52747		0,52747		0,02004
4	j	j1	0,52250	0,03125	0,52000	0,04541	0,52868	*				
		j2	0,55375		0,56541		0,55673	0,02965				
		j3	0,53625		0,52708		0,52706					
5	m	m1	0,51916	0,03666	0,53305	0,08887	0,52995		0,01509	0,52734	*	
		m2	0,55583		0,54194		0,54504	0,54764		0,02030		

Tabelul 4.17

Nr. Variab. art. indep.		Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a	
(0)	(1)	(2)	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1	a2	a21	0,44666	*								
		a22	0,52166	0,07500								
		a23	0,45166									
		a24	0,45000									
2	f2	f21	0,45333		0,04666	0,44749	0,04027	0,45722	*			
		f22	0,46666	0,46444		0,45472		0,03305				
		f23	0,47666	0,47027		0,47028						
		f24	0,49333	0,48777		0,48778						
3	v	v1	0,45583	0,02333	0,46180	0,01139	0,46666		0,00166	0,47234	*	
		v2	0,47316		0,47319		0,46833	0,46266		0,00367		
4	j	j1	0,42750	0,06000	0,42791	*						
		j2	0,48750		0,48524	0,06041						
		j3	0,46250		0,45833							
5	m	m1	0,45916	0,03666	0,46083	0,01333	0,46604	0,00281	0,46366	0,00768	0,46586	*
		m2	0,46583		0,47116		0,46895		0,47134		0,00768	0,47134

Tabelul 4.18

Vibrare axial-torsională a plăcii active-Ambutisare I												Rugozitatea Ra		
Nr. crt.	Variabil. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		După corecția 5a	
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1	a1	a11	0,70625		0,67479		0,66166		0,67073		0,65522	*		
		a12	0,64280	0,14260	0,63979	0,07687	0,63902	0,04986	0,62989	0,05899	0,64282	0,04208		
		a13	0,56375		0,59781		0,61130		0,61180		0,61379			
2	a2	a21	0,57000		0,57778		0,57866	*						
		a22	0,68166		0,68583		0,70472	0,12606						
		a23	0,65334	0,11166	0,61555	0,10805	0,63495							
		a24	0,64500		0,67283		0,63166							
3	f1	F11	0,60333											
		F12	0,74000	*										
		F13	0,62500	0,15833										
		F14	0,58166											
4	f2	F21	0,60666		0,57250									
		F22	0,69833		0,69416	*								
		F23	0,57833	0,12000	0,58611	0,12472								
		F24	0,66666		0,69722									
5	v	v1	0,59250	0,09000	0,60380	0,05639	0,62808	0,01884	0,63416	0,00666	0,63980	0,00460	0,64222	0,00916
		v2	0,68250		0,66569		0,64692		0,64033		0,63519		0,63277	
6	j	J1	0,56125		0,56395		0,57916		0,58579	*				
		J2	0,70250	0,14125	0,68270	0,11874	0,66750	0,08833	0,65342	0,08748				
		J3	0,64875		0,66583		0,66583		0,67328					
7	m	m1	0,58500	0,08500	0,55500	0,08139	0,50467	0,06564	0,51630	0,04239	0,52524	0,02450	0,52875	*
		m2	0,68000		0,67819		0,67032		0,66569		0,64974		0,64624	0,01788

Tabelul 4.19

Vibrare axial-torsională a plăcii active-Ambutisare II												Rugozitatea Ra		
Nr. crt.	Variabil. indep.	Nivel	Valori initiale		După corecția 1a		După corecția 2a		După corecția 3a		După corecția 4a		După corecția 5a	
			$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D	$\bar{x}$	D
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1	a1	a11	0,46500		0,45250		0,45515		0,46607		0,46133			
		a12	0,46875	0,01250	0,47750	0,02874	0,47083	0,02208	0,46658	0,01253	0,47541	*		
		a13	0,47750		0,48125		0,48125		0,47860		0,47445	0,01403		
2	a2	a21	0,47500		0,45680									
		a22	0,48333	0,03666	0,47958	*								
		a23	0,46666		0,47503	0,05333								
		a24	0,43166		0,44625									
3	f1	F11	0,52667											
		F12	0,46833	*										
		F13	0,43666	0,07000										
		F14	0,47000											
4	f2	F21	0,47166		0,47235		0,46430		0,45794					
		F22	0,47800	0,04833	0,46375	0,03654	0,45569	0,03324	0,48706	0,03534				
		F23	0,47166		0,47325		0,48295		0,48495					
		F24	0,47333		0,45430		0,45171		0,45171					
5	v	v1	0,47000	0,04000	0,47902	0,0722	0,48347	0,02811	0,48029	0,07974	0,47180	0,00277	0,47183	0,00233
		v2	0,45000		0,45180		0,45735		0,46054		0,45509		0,45895	
6	j	J1	0,49750		0,46875		0,48743	*						
		J2	0,44125	0,05625	0,45499	0,03395	0,44223	0,0389						
		J3	0,47250		0,46974		0,47263							
7	m	m1	0,45915	0,02250	0,46222	0,01638	0,46564	0,0085	0,46669	0,00745	0,46462	0,01160	0,46352	*
		m2	0,48166		0,47851		0,47518		0,47414		0,47322		0,47721	0,01378

fetei piesei finite. In acest sens se poate constata că in toate cazurile cea mai puțin rugoasă suprafață a rezultat in cazul vibroambutisirii tablei din oțel. Aceasta se datorează faptului că suprafața tablei din oțel a fost mai puțin influențată (in cazul măririi abaterii mediei aritmetice), comparativ cu suprafața tablei - mai moale - din alamă, de rugozitatea suprafețelor active ale sculelor cu care semifabricatul a venit in contact pe parcursul deformării plastice. Măsurările directe au evidențiat pentru semifabricatul plan din oțel  $R_a = 0,50 \mu m$ , iar pentru cel din alamă  $R_a = 0,40 \mu m$ .

Tabelul 4.20

Nr. ord.	Varianta de experiență	Ordinea de influență a variabililor													
		Ambutisare I							Ambutisare II						
		1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	
1	Vibrație axială a plăcii active	$f_1$	j	$a_1$	v	m	-	-	$a_1$	m	j	$f_1$	v	-	-
2	Vibrație torsională a plăcii active	$a_2$	$f_2$	j	m	v	-	-	$a_2$	j	$f_2$	v	m	-	-
3	Vibrație axial-torsională a plăcii active	$f_1$	$f_2$	$a_2$	j	$a_1$	m	v	$f_1$	$a_2$	j	$f_2$	$a_1$	m	v

Semifabricatul cav, obținut după efectuarea unei operații convenționale de ambutisare, s-a caracterizat printr-un indicator  $R_a = 0,75 \mu m$  in cazul oțelului și  $R_a = 0,95 \mu m$  in cazul alamei; valorile au fost obținute pe suprafața laterală.

Odată cu aplicarea metodei bilanțului aleatoriu a fost posibilă o ierarhizare a influenței parametrilor mișcării vibratorii, a vitezei statice de deformare, a jocului dintre elementele active ale matriței de ambutisare precum și a materialului semifabricatului pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - rugozitatea suprafeței, creîndu-se, totodată, condițiile favorabile stabilirii modelului matematic aferent.

#### 4.4.3. Stabilirea modelului matematic al procesului de vibroambutisare pentru caracteristica tehnologică de prelucrare - rugozitatea suprafeței

Pentru stabilirea modelului matematic in acest caz au fost parcurse aceleași etape ca și in cazul caracteristicii tehnologice de prelucrare - forța, și anume:

- testarea datelor experimentale;
- analiza de regresie multiplă selectivă;
- verificarea adecvantei modelelor matematice.



Tabelul 4.21

Nr. crt.	Vibrare axială a plăcii active				Vibrare torsională a plăcii active				Vibrare axial-torsională a plăcii active			
	Ambutisare I		Ambutisare II		Ambutisare I		Ambutisare II		Ambutisare I		Ambutisare II	
	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$	$\bar{y}_e$	$S_{y_e}^2$
(a)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1	0,52	0,0107	0,40	0,028	0,55	0,0043	0,49	0,0039	0,81	0,0601	0,40	0,0004
2	0,52	0,0049	0,43	0,027	0,64	0,00505	0,46	0,0111	0,72	0,0247	0,54	0,0093
3	0,52	0,0172	0,44	0,0163	0,69	0,0019	0,49	0,0063	0,67	0,0665*	0,55	0,0126
4	0,55	0,0039	0,42	0,0081	0,63	0,0074	0,60	0,0079	0,79	0,0268	0,34	0,02886
5	0,47	0,0073	0,37	0,0073	0,58	0,0091	0,52	0,0031	0,74	0,01355	0,49	0,0111
6	0,54	0,017	0,46	0,0057	0,51	0,0292*	0,42	0,0171	0,50	0,0134	0,43	0,0013
7	0,50	0,0073	0,44	0,0109	0,55	0,0007	0,49	0,0151	0,90	0,0336	0,50	0,0079
8	0,49	0,0151	0,44	0,0151	0,48	0,00064	0,46	0,0049	0,96	0,0037	0,39	0,0007
9	0,57	0,0052	0,54	0,0196	0,48	0,0016	0,45	0,0031	0,79	0,0001	0,51	0,0112
10	0,44	0,01	0,42	0,0148	0,50	0,0039	0,45	0,0016	0,49	0,0073	0,45	0,0208
11	0,48	0,0169	0,43	0,0247	0,57	0,0004	0,42	0,0052	0,48	0,05545	0,36	0,0028
12	0,53	0,0012	0,48	0,0364*	0,50	0,0031	0,45	0,0016	0,49	0,0057	0,43	0,0043
13	0,55	0,0003	0,47	0,0133	0,52	0,0036	0,49	0,0021	0,56	0,0324	0,46	0,00895
14	0,58	0,0019	0,45	0,0067	0,57	0,0004	0,48	0,0181	0,62	0,0432	0,50	0,0043
15	0,51	0,0126	0,47	0,0111	0,43	0,0097	0,39	0,0001	0,56	0,0011	0,47	0,00606
16	0,51	0,0031	0,46	0,0049	0,45	0,0037	0,41	0,0268	0,53	0,0124	0,50	0,01306
17	0,59	0,0004	0,43	0,0109	0,50	0,00186	0,49	0,0043	0,60	0,0004	0,45	0,01196
18	0,57	0,0199	0,42	0,0084	0,48	0,0108	0,43	0,0112	0,67	0,00585	0,47	0,0379*
19	0,56	0,0247	0,54	0,0004	0,58	0,0009	0,53	0,0091	0,56	0,0156	0,47	0,0007
20	0,59	0,0499*	0,47	0,0091	0,53	0,0036	0,50	0,0279*	0,52	0,0067	0,44	0,0001
21	0,67	0,0439	0,46	0,0093	0,56	0,0093	0,54	0,0013	0,60	0,0256	0,56	0,0007
22	0,56	0,00345	0,36	0,0039	0,54	0,0049	0,33	0,0001	0,55	0,0007	0,51	0,00097
23	0,62	0,0112	0,60	0,0171	0,52	0,00268	0,41	0,0171	0,62	0,0277	0,55	0,0147
24	0,43	0,0073	0,40	0,0097	0,54	0,0103	0,52	0,0076	0,57	0,0036	0,52	0,01609
	$\sum_{e=1}^N S_{y_e}$	0,29535		0,1692		0,12903		0,2066		0,48615		0,22758
	$G_c$	0,1689		0,1352		0,2263		0,135		0,1367		0,1665
	$\delta_T(m_1, m_2, \kappa)$	0,2263		0,2263		0,2871		0,2871		0,2871		0,2871
	$S_y^2$	0,0123		0,01121		0,00537		0,0086		0,02025		0,00948
	$n \sum_{e=1}^N (y_j)^2$	0,1539		0,168		0,13956		0,19167		0,70005		0,20153
	$f_1$	18		19		18		18		16		17
	$S_{ad}^2$	0,00655		0,00884		0,00775		0,01064		0,04375		0,01185
	$F_c$	0,69		0,78		1,44		0,82		2,15		1,25
	$F_T(\kappa; f_1, f_2)$	2,34		2,31		2,34		2,34		2,40		2,37

Testarea datelor experimentale s-a făcut pe baza aceluiași considerente ca și în cazul forței, rezultatele fiind sintetizate în tabelul 4.21. Pragul de semnificație ales și-n acest caz este  $\alpha = 0,001$ . Se constată că toate dispersiile sînt omogene.

În urma aplicării analizei de regresie multiplă selectivă efectuată prin rularea programului PS2R, utilizînd datele din tabelele 4.2 și 4.13, au fost obținute următoarele modele matematice:

$$Y_{R_a}; VA_1 = 0,43585 - 0,03778a_1 + 0,0009f_1 - 0,0013v + 0,0492j + 0,03392m; \quad (4.18)$$

$$Y_{R_a}; VA_2 = 0,43922 - 0,00019f_1 + 0,0007v - 0,04465j + 0,03227m; \quad (4.19)$$

$$Y_{R_a}; VT_1 = 0,4586 - 0,15089a_2 + 0,00238f_2 - 0,0017v + 0,02002j + 0,04307m; \quad (4.20)$$

$$Y_{R_a}; VT_2 = -0,03577 - 0,17166a_2 + 0,0012f_2 + 0,00011v + 0,035021j + 0,02813m; \quad (4.21)$$

$$Y_{R_a}; VAT_1 = 0,3742 - 0,0606a_1 + 0,34213a_2 + 0,00239f_1 + 0,00026f_2 + 0,00501v + 0,08329j + 0,05462m; \quad (4.22)$$

$$Y_{R_a}; VAT_2 = 0,72519 + 0,15502a_1 - 0,13455a_2 - 0,00079f_1 - 0,00211v - 0,15402j + 0,02499m. \quad (4.23)$$

În relațiile (4.18) ... (4.23) primul indice indică simbolul funcției de răspuns, în cazul de față indicatorul  $R_a$  aferent rugozității suprafeței; ceilalți indici au semnificații similare celor aferenți relațiilor forței.

Adecvanța modelelor matematice s-a făcut și în acest caz pe baza testului Fisher - Snedecor. În tabelul 4.21 sînt prezentate sintetic rezultatele acestei analize pentru funcția de răspuns - rugozitatea suprafeței. Se constată că toate modelele matematice sînt adecvate.

Din analiza modelelor matematice stabilite se concluzionează că, pentru toate cazurile, indicatorul  $R_a$  a rugozității suprafeței are valoarea minimă în cazul tablei de oțel, întărită, și pe această cale, constatarea rezultată în urma aplicării metodei bilanțului aleatoriu. De asemenea, cu o singură excepție, pentru valoarea minimă a jocului rezultă valori minime pentru indicatorul  $R_a$ .

În legătură cu amplitudinea și frecvența mișcării dinamice acestea trebuie privite corelat ținînd seama de faptul că împreună definesc viteza vibrațiilor, confirmîndu-se, și în acest caz, constatările rezultate în urma analizei anterioare. La fel și viteza

statică de deformare trebuie privită în concordanță cu viteza dinamică astfel încât indicatorul de calitate să aibă valoarea minimă.

Modele matematice stabilite vor sta la baza optimizării procesului de vibroambutisare funcție de caracteristica tehnologică de prelucrare - rugozitatea suprafeței.

#### 4.5. Studiul influenței introducerii vibrațiilor asupra microstructurii piesei ambutisate

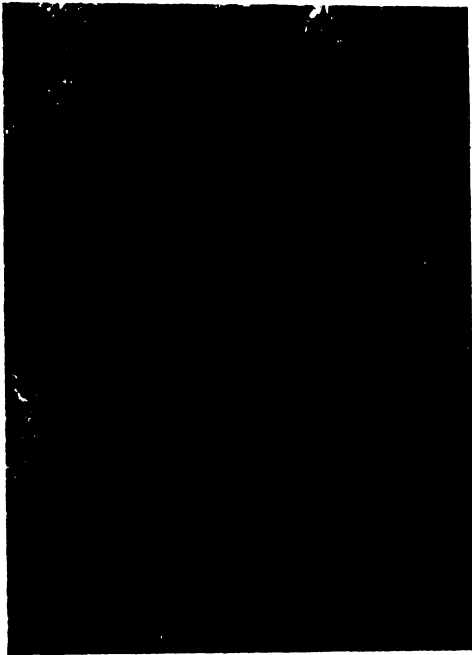
Microstructura piesei ambutisate este dependentă, în primul rând, de microstructura semifabricatului; tablele din oțel pentru ambutisare adâncă, laminate în condiții optime inițial la cald și apoi la rece, din oțel necalcat, au o structură ferito-perlitică.

Cercetarea influenței vibrațiilor asupra microstructurii s-a efectuat pentru piese ambutisate din oțel marca A2 STAS 9485-80, având compoziția chimică: 0,08% C; 0,38% Mn; 0,017% Si; 0,020% P și 0,28% S. Ea s-a efectuat în două etape.

În prima etapă, cercetarea a urmărit evidențierea microstructurii pieselor ambutisate în prezența vibrațiilor axiale ( $f = 150$  Hz;  $a = 0,3$  mm) introduse prin intermediul plăcii active, pentru prima și cea de a doua operație de deformare. Pentru a se putea face referiri comparative, gradul de deformare a fost menținut același în cazul vibroambutisirii și ambutisirii convenționale ( $K = 1,91$  pentru prima operație de ambutisare;  $K = 1,32$  pentru a doua operație). O parte din semifabricate, înainte de operația de deformare plastică au fost supuse unui tratament termic de normalizare constând din încălzire la  $950^{\circ}\text{C}$  timp de 15 min și răcire în aer. Tratamentul termic de normalizare a fost ales din mai multe tratamente termice recomandate a fi aplicate tablelor de ambutisare întrucât asigură o creștere a rezistenței la rupere cu cca 10%, a limitei de plasticitate cu cca 20%, în timp ce alungirea și indicele Engelhardt se mențin constanți în raport cu valorile din starea netratată termic. Transiția elastic-plastic se face pe un palier de lungime medie /2o3/.

Microstructura peretelui lateral al pieselor ambutisate este prezentată în figura 4.15 pentru prima operație de ambutisare și în figura 4.16 pentru cea de a doua. În ambele figuri, microfotografiile a, b indică structura unor piese ambutisate din semifabricate netratate termic, iar c și d - structura unor piese obținute din semifabricate tratate termic (a, c - ambutisare; b, d - vibroambutisare).

Se constată o alungire a grăunților oclată cu deformarea plastică a materialului, alungire care crește odată cu creșterea gradului de deformare (grăunții sînt mai alungiți după cea de a doua operație de deformare în comparație cu alungirile suferite după prima operație.



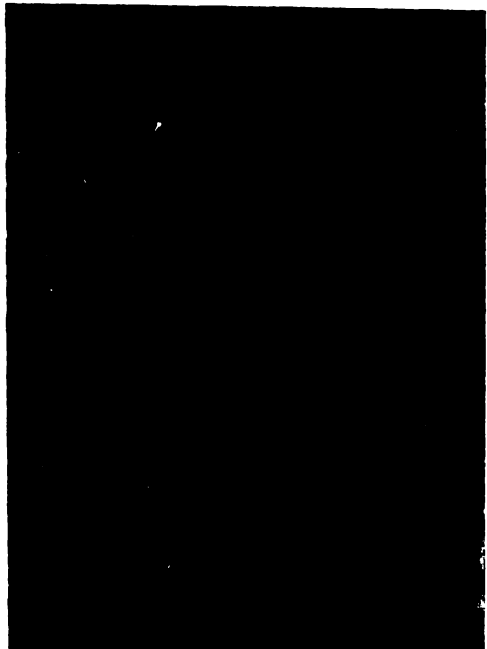
a



b



c

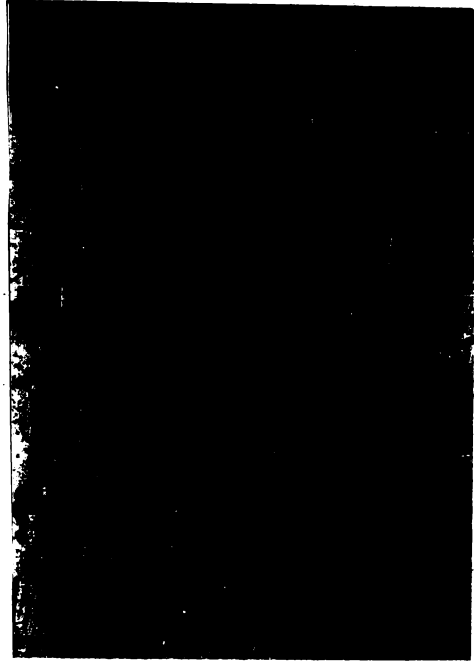


d

Fig. 4.15. Microstructura reticelului lateral după prima operație de ambatisare (vibroambatisare), 800x.



a



b



c

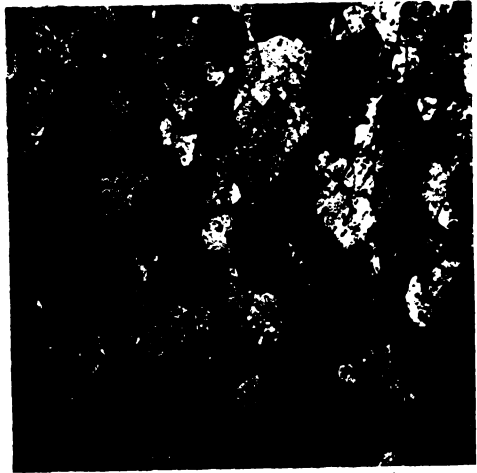


d

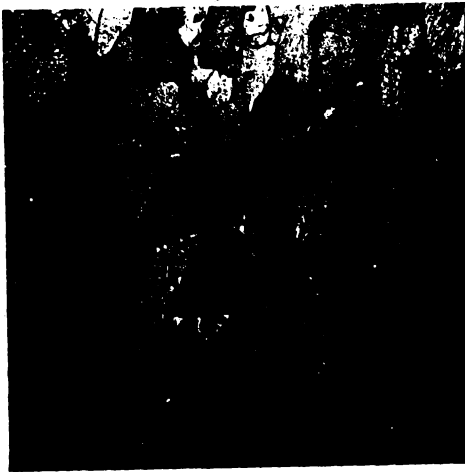
Fig. 4.16. Microstructura peretelui lateral după cea de a doua operație de amblysisare(vibroamblysisare), 300x.



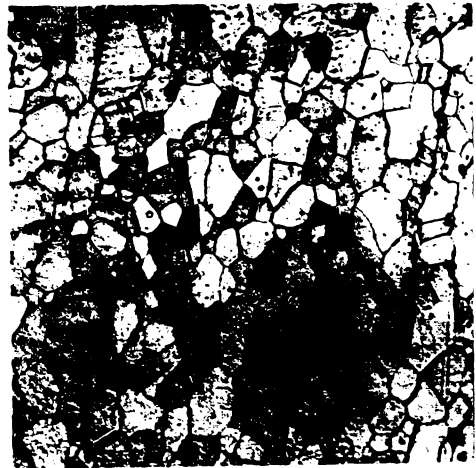
a



b



c



d

Fig. 4.17. Microstructura peretelui lateral și a zonei de racordare a acetula cu fundul piesei ambutisate (vibroambutisate) după prima operație de deformare, 400x.



e



f



g



h

Fig. 4.17. (continue)

Grăunții pieselor vibroambutisate au o formă mai puțin alungită în comparație cu cei aferenți pieselor ambutisate, dovedind un grad de întărire mai mic. Forma lor, mai apropiată de cea echiaxială a grăunților nedeformați plastic, se datorează forțelor de deformare mai mici, în cazul vibroambutisării. Micrografiile vin să completeze rezultatele constatate în urma analizei deformațiilor suferite de pereții laterali ai pieselor vibroambutisate: subțierea mai redusă a grosimii în cazul vibroambutisării comparativ cu ambutisarea convențională.

Mărimea grăunților prezintă o influență deosebită asupra caracteristicilor dinamice și tehnologice ale oțelurilor, grăunții fini asigurând valori mai ridicate ale rezistenței la rupere, limitei de curgere și tenacității precum și o tendință mai redusă pentru deformarea și fisurarea la călire. În schimb, grăunții grosolani determină o călibilitate superioară, dar conferă fragilitate și caracteristici mecanice mai scăzute.

Determinarea mărimii grăunților s-a făcut folosind metoda calculului intersecțiilor grăunților în trei direcții perpendiculare între ele, astfel ca una dintre acestea să fie paralelă cu direcția de alungire a grăunților, indicată de STAS 5490-80 pentru cazul măsurării grăunților neaxiali.

Măsurările efectuate au condus la stabilirea mărimii grăunților de austenită de punctaj 8-9 (STAS 5490-80) atât în cazul pieselor obținute din semifabricate tratate cât și în cazul pieselor obținute din semifabricate netratate termic. Constatările sînt comune pieselor ambutisate și vibroambutisate. Ca urmare, din acest punct de vedere, tratamentul termic aplicat tablelor de ambutisare este inutil. Constatarea vine să întărească rezultatele cercetărilor comunicate în lucrarea /203/.

În cea de a doua etapă, cercetarea a urmărit evidențierea microstructurii pieselor ambutisate în prezența vibrațiilor axiale ( $f_1 = 50 \text{ Hz}$ ;  $a_1 = 0,22 \text{ mm}$ ), vibrațiilor torsionale ( $f_2 = 55 \text{ Hz}$ ;  $a_2 = 0,34 \text{ mm}$ ) și a vibrațiilor axial-torsionale ( $f_1 = 50 \text{ Hz}$ ;  $f_2 = 55 \text{ Hz}$ ;  $a_1 = 0,22 \text{ mm}$ ;  $a_2 = 0,34 \text{ mm}$ ) introduse prin intermediul plăcii active, pentru prima operație de deformare. Și în această etapă compararea s-a făcut cu microstructura pieselor ambutisate convențional; ca urmare gradul de deformare a fost menținut același în toate cazurile ( $K = 1,91$ ).

Microstructura pieselor ambutisate pentru variantele tehnologice amintite e prezentată în figura 4.17. Pentru această etapă sînt prezentate micrografiile peretelui lateral al piesei ambutisate (a - ambutisarea convențională, b - vibrarea axială a plăcii active;



e - vibrarea torsională; g - vibrarea axial - torsională) precum și cele aferente zonei de racordare a peretelui lateral cu fundul piesei ambutisate (b - ambutisarea convențională; d - vibrarea axială a plăcii active; f - vibrarea torsională; h - vibrarea axial-torsională).

Rezultatele anterioare sînt confirmate și de această nouă serie de încercări, în sensul că, pentru piesele vibroambutisate, în toate cazurile de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare, grăunții sînt mai puțin alungiți față de cei aferenți pieselor ambutisate convențional. În zona pereților laterali acest lucru este mai vizibil.

Gradul de alungire a grăunților este însă diferit de la o variantă la alta. Cei mai puțin alungiți, deci mai apropiați de forma inițială, echiaxială, sînt grăunții aferenți pieselor ambutisate în condițiile vibrării axial-torsionale a plăcii de ambutisare (fig.4.17, g;h). Poarte apropiați ca formă de aceștia sînt grăunții aferenți pieselor ambutisate în condițiile vibrării torsionale a plăcii de ambutisare (fig.4.17, e;f). Urmază, în ordine, ceva mai alungiți grăunții aferenți pieselor ambutisate în condițiile vibrării axiale a plăcii active (fig.4.17, c;d) pentru ca alungirea maximă să rezulte în condițiile ambutisării convenționale (fig.4.17, a;b).

Cel mai mic grad de întărire rezultă ca urmare a influenței introducerii vibrațiilor torsionale asupra plăcii active de ambutisare. Este deci explicabilă posibilitatea mării gradului de deformare, în cazul utilizării acestor variante tehnologice (vibrații axial-torsionale, vibrații torsionale), într-o măsură mai mare în comparație cu ambutisarea cu vibrație axială a plăcii active.

În legătură cu mărirea grăunților de austenită nu s-au constatat deosebiri esențiale de la o variantă tehnologică la alta, iar măsurările efectuate în conformitate cu prevederile STAS 5490-80 au condus la aceleași rezultate ca și în cazul anterior.

#### 4.6. Studiul influenței vibrațiilor asupra puterii absorbite

În vederea evidențierii influenței introducerii vibrațiilor asupra puterii absorbite s-a elaborat o schemă de măsurare în componența căreia intră două wattmetre D-51 (IADM - Liașoara), două supermetre electrodinamice AP-52 (ICEMBERS), un multimetru MF-35 (IADM - Liașoara) și două transformatoare de măsură pentru curent T490 (STIBES). Prezentarea schemei de conexiuni este făcută în figura 4.18.

La realizarea datelor rezultate din măsurări s-a ținut seama de următoarele relații de calcul/124/:

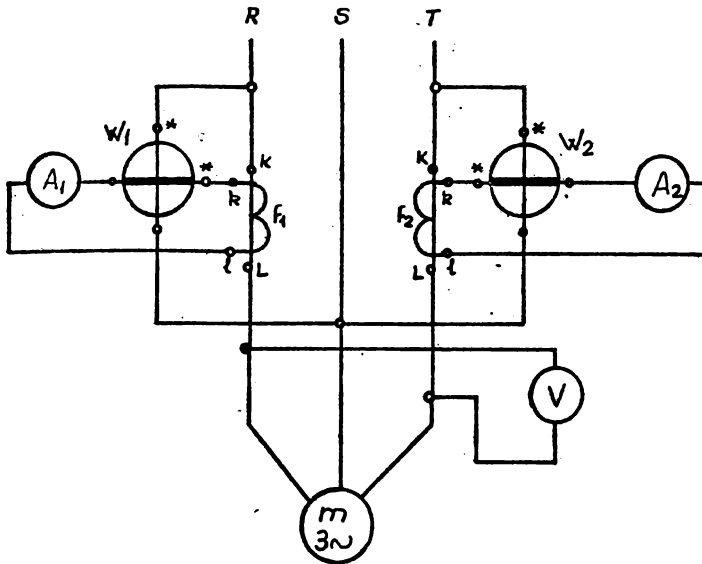


Fig.4.18.

Schema de conexiuni a montajului pentru măsurarea puterii consumate.

$$I = k_1 I_1; \quad (4.24)$$

$$P = k_1 k_w (P_1 + P_2); \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\max} &= \pm \left[ \left| \frac{\partial P}{\partial k_1} \right| \cdot |\Delta k_1|_{\max} + k_w \left| \frac{\partial P}{\partial P_1} \right| \cdot |P_1|_{\max} + k_w \left| \frac{\partial P}{\partial P_2} \right| \cdot |P_2|_{\max} \right] = \\ &= \pm \left[ k_1 k_w (|P_1| + |P_2|) \frac{c_1}{100} + 2k_1 U_N \cdot I_N \cdot \frac{c_p}{100} \right] \quad [W], \end{aligned} \quad (4.26)$$

în care:  $P_{\max}$  este eroarea absolută maximă probabilă;

$k_1$  - raportul de curent nominal;

$k_w$  - constanta wattmetrelor;

$|P_1|$ ,  $|P_2|$  - indicațiile wattmetrelor, în modul, exprimate în diviziuni;

$c_1$  - clasa de precizie a transformatoarelor de curent;

$c_p$  - clasa de precizie a wattmetrelor;

$U_N, I_N$  - domeniul de tensiune (curent) al wattmetrelor.

Eroarea de unghi a transformatoarelor de curent se neglijează.

Măsurările s-au efectuat asupra standului experimental realizat în varianta motoarelor vibratoare mecanice cu antrenare directă. Montajul de măsurare a fost conectat succesiv în circuitul celor trei motoare electrice aferente: motorul preseii hidraulice, motorul vibra-

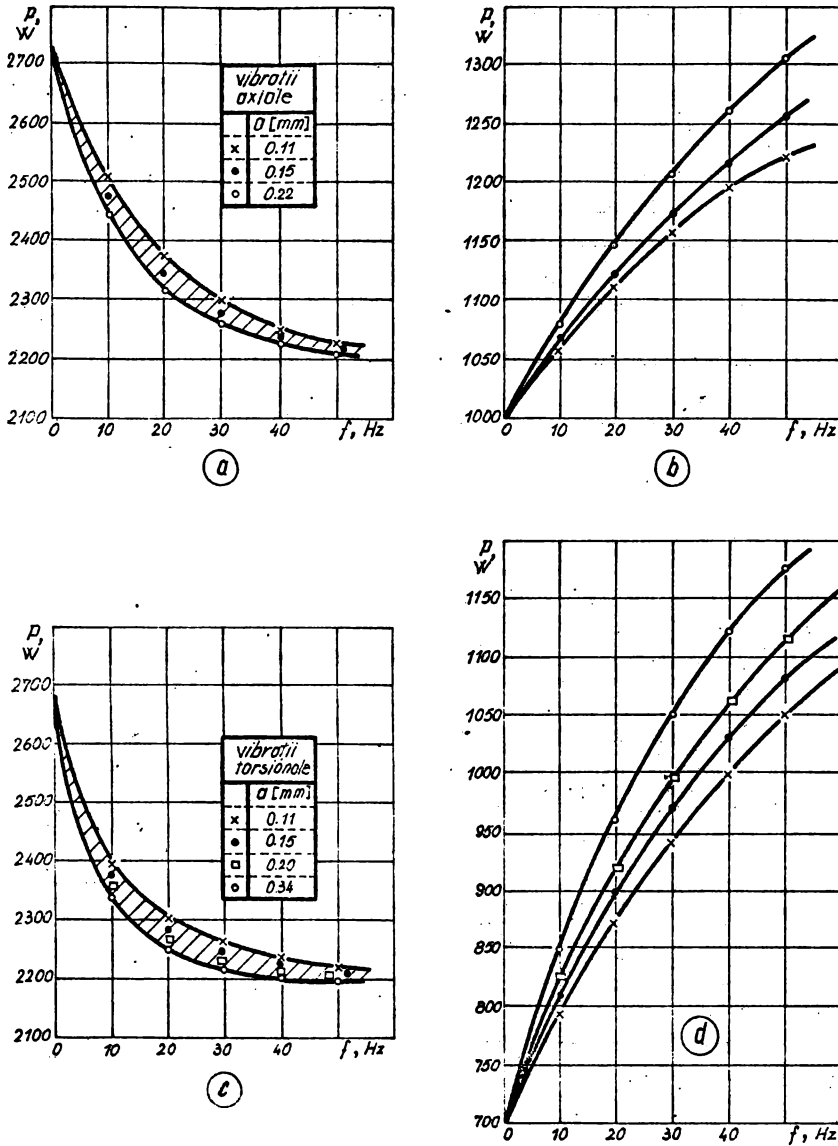


Fig.4.19. Diagrama de variație a puterii absorbite în cazul ambutisirii cu placa activă vibrată axial (a,b) sau torsional (c,d); a,c - motorul preseii hidraulice; b,d - motorul vibratorului.

torului mecanic axial și motorul vibratorului mecanic torsional.

Experimentările s-au efectuat în cazul primei operații de ambutisare, pentru gradul de deformare  $K = 1,91$  pe semifabricate ( $g = 0,4$  mm) din oțel marca A2 STAS 9485-80. S-a lucrat atât în regim static de deformare cât și în regim dinamic. Rezultatele experimentărilor sînt cuprinse în diagramele din figura 4.19,a;b;c;d.

Din analiza diagramei prezentate (fig.4.19,a;c) rezultă

scăderea puterii absorbite de motorul preseii odată cu introducerea vibrațiilor în matrița de ambutisare. Reducerea se accentuează odată cu mărirea amplitudinii și a frecvenței mișcării dinamice sau, altfel spus, odată cu creșterea vitezei vibrațiilor. De aici decurge o concluzie ce trebuie în mod deosebit evidențiată și anume, scăderea încălzirii preseii odată cu introducerea vibrațiilor, fapt care conduce la diminuarea gabariturii instalației în cazul deformării prin vibroambutisare.

Legat de puterile absorbite de vibratoarele mecanice aferente standului (fig.4.19, b,c) acestea cresc pe măsura creșterii amplitudinii și frecvenței mișcării dinamice.

Ca urmare, la vibroambutisare puterea absorbită de motorul preseii se micșorează, în schimb sînt introduși consumatori noi de energie : mașinile vibratoare. Pe de altă parte, în subcapitolul 4.1, a fost evidențiată reducerea forței de deformare odată cu introducerea vibrațiilor. Este deci important de știut modul în care puterea absorbită de motoarele instalației contribuie la realizarea forței de deformare. Pentru aceasta a fost definit gradul de utilizare a puterii absorbite care reflectă cantitativ modul în care aceasta se consumă în procesul de deformare. Gradul de utilizare a puterii absorbite se definește prin relația :

$$\chi = \frac{P}{F} \cdot \left[ \frac{W}{N} \right], \quad (4.27)$$

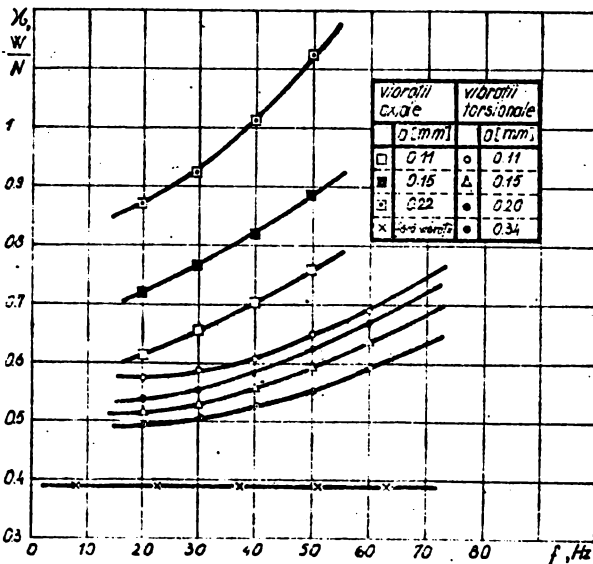


Fig.4.20.  
Gradul de utilizare a puterii funcție de amplitudinea și frecvența mișcării dinamice.

în care: P este puterea totală absorbită;

F - forța de deformare.

Ținând seama de puterea totală absorbită și de forța de deformare aferentă situațiilor considerate s-au obținut pentru gradul de utilizare a puterii absorbite valorile cuprinse în diagramele din figura 4.20, în funcție de amplitudinea și frecvența mișcării dinamice. Din analiza diagramelor se constată că gradul de utilizare a puterii în procesul de deformare cu utilizarea vibrațiilor este superior gradului de utilizare a puterii absorbite în cazul unei ambutisări convenționale ( $\chi = 0,39 \frac{W}{H}$ ). Altfel spus, puterea absorbită în cazul procesului de vibroambutisare este mai judicios utilizată, ținând seama de forța de deformare, în comparație cu ambutisarea convențională. Gradul de utilizare crește odată cu creșterea amplitudinii și frecvenței vibrațiilor. De asemenea, el este mai mare în cazul introducerii vibrațiilor axiale în comparație cu cazul introducerii vibrațiilor torsionale.

## 5. CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA PROCESULUI DE VIBROAMBUTISARE

### 5.1. Abordarea matematică a funcției de optimizare

Pentru a descrie problema de optimizare se consideră numerele reale  $c_0, c_1, \dots, c_n; a_1, a_2, \dots, a_n; b_1, b_2, \dots, b_n$ , unde

$$\sum_{k=1}^n c_k^2 > 0 \text{ ceea ce înseamnă că cel puțin unul dintre numerele}$$

$c_1, c_2, \dots, c_n$ , este diferit de zero.

Se notează:

$$c = (c_1, c_2, \dots, c_n), \quad x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix}, \quad x_k \in \mathbb{R}, \quad (5.1)$$

$$I_n = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

Se introduc, de asemenea, matricile  $A, B$ , de tip  $2n \times n$ , respectiv  $2n \times 1$ , definite astfel:

$$A = \begin{pmatrix} I_n \\ -I_n \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \\ -b_1 \\ -b_2 \\ \vdots \\ -b_n \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

Deoarece  $f: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  este definită prin:

$$f(x^T) = cx, \text{ adică } f(x_1, \dots, x_n) = \sum_{k=1}^n c_k x_k, \text{ se ajunge la}$$

studiul soluției  $x$  a sistemului:

$$c_x = c_0; \quad (5.4)$$

$$A_x \geq B. \quad (5.5)$$

Pentru început se observă că mulțimea punctelor  $x, x \in \mathbb{R}^n$ ,

ce verifică (5.5) este o mulțime convexă. Întrădevăr, dacă  $x^1, x^2$  ar verifica (5.5) și

$$x = \alpha x^1 + (1 - \alpha)x^2, \quad \alpha \in [0, 1], \quad (5.6)$$

atunci din:

$$Ax^1 \geq B, \quad Ax^2 \geq B, \quad (5.7)$$

rezultă că:

$$Ax = \alpha (Ax^1) + (1 - \alpha)(Ax^2) \geq \alpha B + (1 - \alpha)B = B, \quad (5.8)$$

ceea ce exprimă din punct de vedere geometric următorul fapt: dacă  $x^1, x^2$  sînt soluții, atunci orice punct din  $R^n$  situat pe segmentul determinat de  $x^1, x^2$  este de asemenea o soluție.

Prin definiție, corpul convex din  $R^n$  generat de (5.2) se va numi mulțimea punctelor admisibile. Din cauza formei particulare a matricii A acest corp convex este un așa numit hiperparalelipiped, iar mulțimea:

$$\{x \in R^n; cx = x_0\} \text{ este un hiperplan din } R^n. \quad (5.9)$$

Un punct  $x$  din  $R^n$  care este admisibil și în plus este situat pe hiperplanul de ecuație  $cx = x_0$  se va numi punct optimal. În concluzie, problema care se pune este a studiului punctelor optimale.

Interpretarea geometrică a studiului punctelor optimale revine la determinarea intersecției hiperplanului de ecuație (5.4) cu hiperparalelipipedul generat de inegalitatea (5.5). Se presupune că această intersecție conține punctele:

$$\bar{x}^i = (\bar{x}_1^i, \bar{x}_2^i, \dots, \bar{x}_n^i), \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (5.10)$$

Se arată în continuare că orice combinație convexă a punctelor  $\bar{x}^i, i = 1, 2, \dots, m$  este de asemenea o soluție. Întrădevăr, dacă:

$$\bar{x} = \sum_{k=1}^m \alpha_k \bar{x}^k, \quad \alpha_k \geq 0, \quad \sum_{k=1}^m \alpha_k = 1, \quad (5.11)$$

atunci utilizînd elementele de calcul matricial, se găsește:

$$c\bar{x} = \sum_{k=1}^m \alpha_k (c\bar{x}^k); \quad (5.12)$$

$$A\bar{x} = \sum_{k=1}^m \alpha_k (A\bar{x}^k) \quad (5.13)$$

Dar, prin ipoteză,  $c\bar{x}^k = c_0$  și  $A\bar{x}^k \geq B$ .

Astfel:

$$c\bar{x} = \sum_{k=1}^m \alpha_k c_0 = c_0 \cdot \sum_{k=1}^m \alpha_k = c_0; \quad (5.12')$$

$$A\bar{x} \geq \sum_{k=1}^m \alpha_k B = \left( \sum_{k=1}^m \alpha_k \right) B = B, \quad (5.13')$$

○ ceea ce arată că intradevăr  $\bar{x}$  este un punct optimal.

Algoritmul propus folosește următoarea codificare a celor  $2^n$  vîrfuri ale hiperparalelipipedului: fiecărui număr de la 0 la  $2^n - 1$  i se asociază șirul de cifre binare 0 și 1 echivalent cu reprezentarea sa în baza doi; atunci coordonata a  $j$ -a a vîrfului corespunzător are valoarea  $a(j)$  sau  $b(j)$  după cum cifra binară a  $j$ -a este 0 sau 1. Două vîrfuri constituie extremitățile unei muchii dacă codurile lor binare sînt identice cu excepția exact a unei poziții. Vîrful corespunzător numărului mai mic se va numi extremitate inițială a muchiei, iar celălalt se va numi extremitatea finală a muchiei.

Un punct curent al muchiei XI → XF are coordonatele:  
 $x(j) = x_{1j} + \alpha [x_{fj} - x_{1j}]$ ,  $\alpha$  fiind un număr din intervalul  $[0, 1]$ .

Inlocuind în (5.1.) se obține:

$$\alpha d = d_0, \tag{5.14}$$

în care:

$$d = c_1(x_{f1} - x_{11}) + c_2(x_{f2} - x_{12}) + \dots + c_n(x_{fn} - x_{1n}); \tag{5.15}$$

$$d_0 = c_0 - (c_1x_{11} + c_2x_{12} + \dots + c_nx_{1n}). \tag{5.16}$$

Dacă,  $d=0$  și  $d_0 = 0$ , înseamnă că hiperplanul (5.4.) conține muchia, deci se vor reține ambele vîrfuri XI și XF în mulțimea vîrful avînd coordonatele:

Dacă,  $d = 0$  și  $d_0 \neq 0$ , muchia este paralelă cu hiperplanul, deci nu are intersecție.

Dacă,  $d \neq 0$  se calculează  $\alpha = \frac{d_0}{d}$ ; dacă  $\alpha < 0$  sau  $\alpha > 1$  intersecția nu convine, iar dacă  $\alpha \in [0, 1]$ , se va reține avînd coordonatele:

$$x_j = x_{1j} + \alpha(x_{fj} - x_{1j}), \quad j = 1, 2, \dots, n. \tag{5.17}$$

### 5.2. Program de calcul pentru aplicarea funcției de optimizare

Programul OPTIMAL stabilește mulțimea vîrfurilor soluțiilor modelelor matematice (4.6) ... (4.11) și (4.18) ... (4.23) Programul, a cărui schemă logică este prezentată în figura 5.1 a fost scris în limbaj de înalt nivel BASIC, și rulat pe microcalculatorul Felix M 118.

Datele de intrare folosite în descrierea algoritmului sînt:



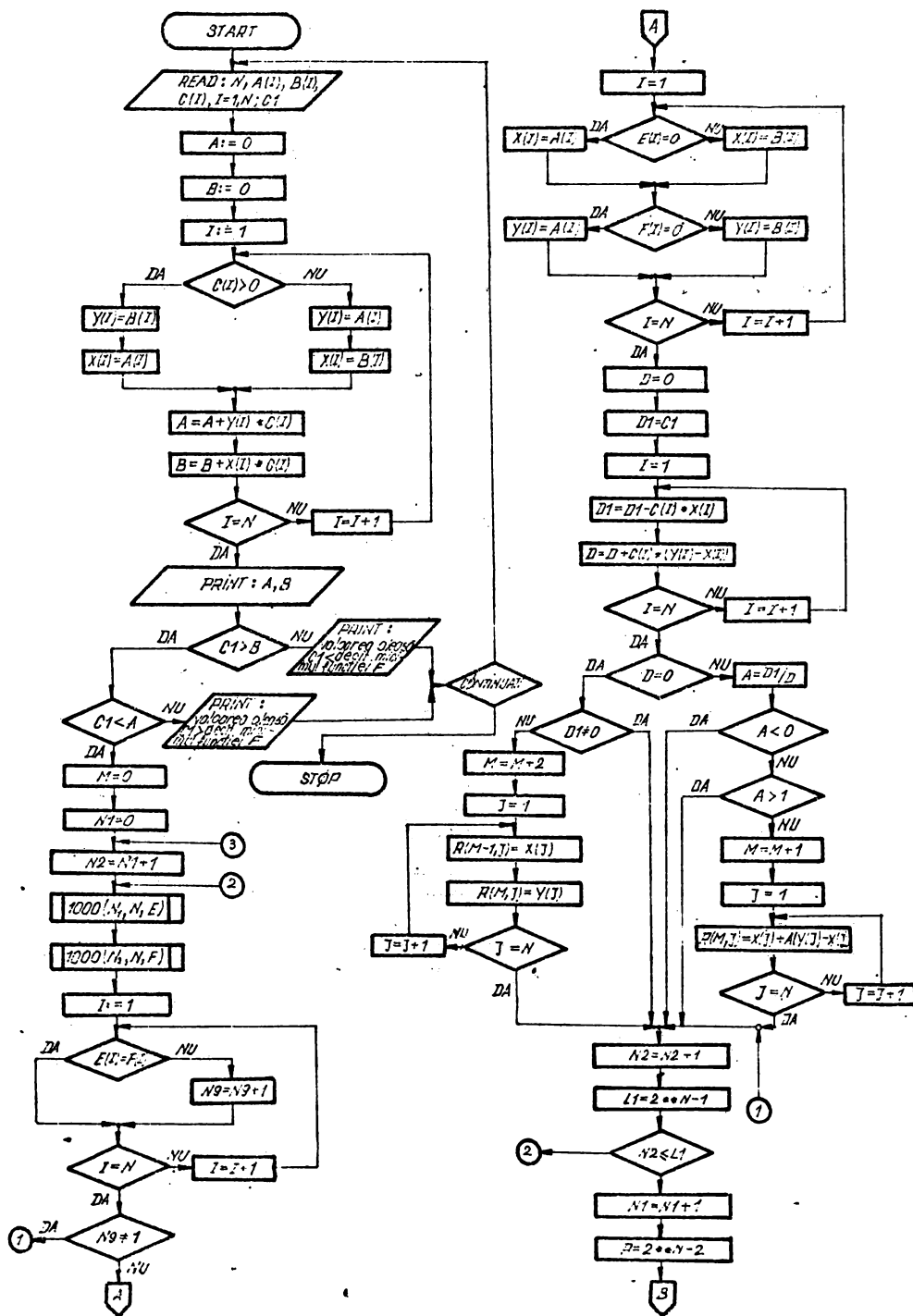


Fig.5.1. Schema logică de calcul a programului OPTIMAL.

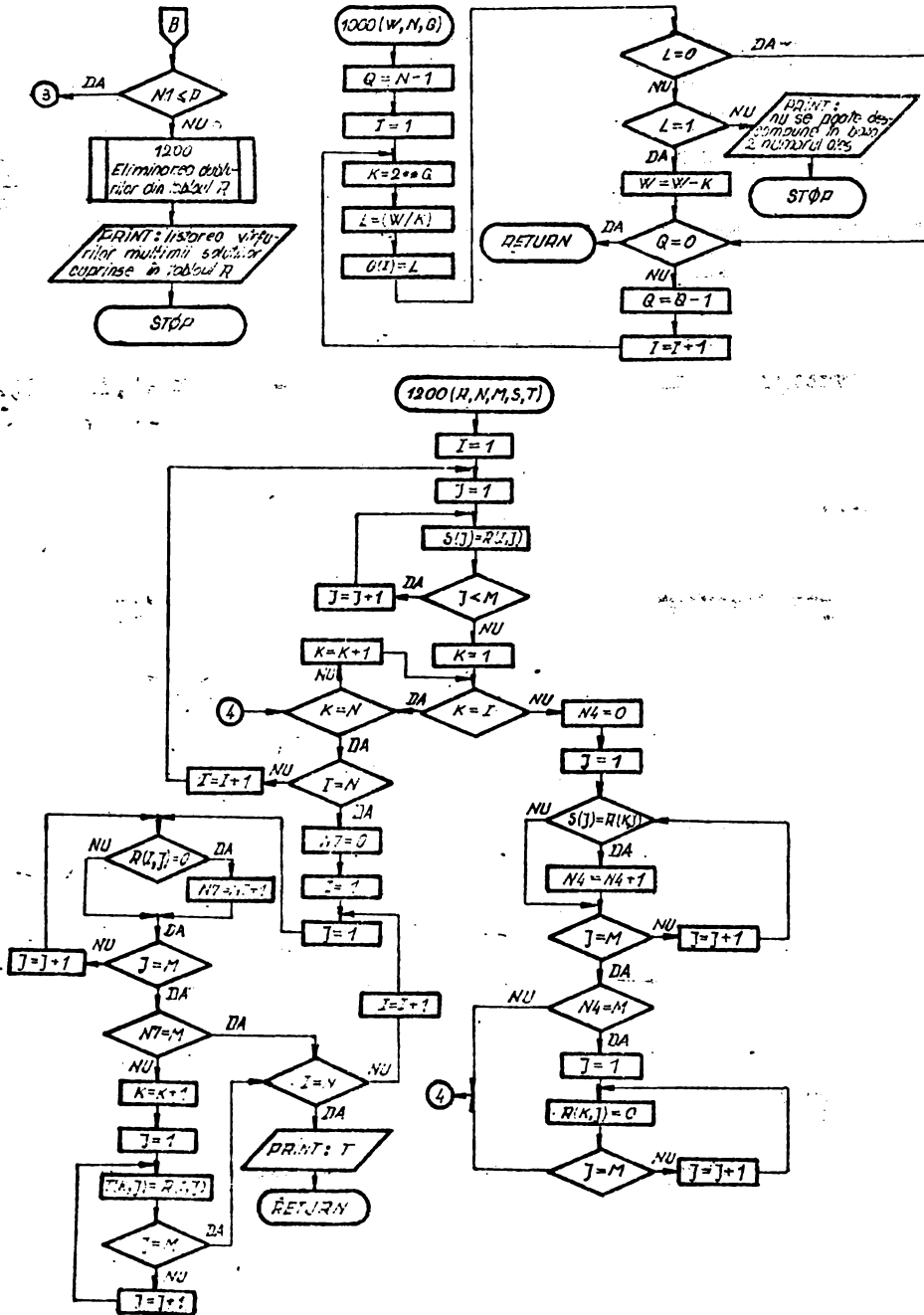


Fig.5.1.(continuare)

$N$  - numărul de variabile, maximum 256;

$A(I)$  și  $B(I)$  - vectori ce conțin marginile inferioare, respectiv superioare ale variabilelor; programul a fost construit ca toate tablourile să se dimensioneze automat prin program, funcție de numărul de variabile introdus;

$C(I)$  - cuprinde coeficienții funcției de răspuns cu dimensiunea maximă 256;

$C_1$  - termenul liber.

În prima fază programul testează alegerea corectă a termenului liber al funcției de răspuns, ținând cont de marginile inferioare și superioare ale modelului considerat. El avertizează utilizatorul că pentru domeniul luat în discuție nu se poate atinge valoarea impusă a funcției de răspuns. Pentru acest caz, programul oferă posibilitatea revenirii asupra datelor inițiale.

În cazul în care valoarea impusă este cuprinsă între minimul și maximum funcției de răspuns, programul continuă prin luarea în discuție a două câte două noduri codificate în sistemul binar și verificarea faptului că aceste noduri pot forma o muchie a hiperparalelipipedului descris de ecuația (5.5), după care se determină coordonatele extremităților inițiale și finale urmată de determinarea vîrfurilor mulțimilor soluțiilor. Programul se continuă astfel pînă cînd vor fi eliminate toate posibilitățile de combinare a nodurilor în vederea constituirii cu ajutorul acestora a unei muchii a hiperparalelipipedului.

În final, din tabloul vîrfurilor mulțimii soluțiilor se elimină dublurile și se listează această mulțime. Programul principal apelează un subprogram care descompune un număr zecimal într-unul binar în vederea codificării fiecărui nod (subprogramul care începe cu numărul de linie 1000) - subprogramul BINAR. Pentru eliminarea dublurilor a fost elaborat subprogramul ELIMDUBL care începe la numărul de linie 1200.

### 5.3. Stabilirea ecuațiilor dreptelor de regresie în funcție de parametrii mișcării dinamice

Modele matematice stabilite în capitolul 4 precum și prelucrarea funcțiilor de răspuns cu ajutorul programului de calcul OPTIMAL concurează la stabilirea influenței unui număr mare de variabile independente asupra caracteristicilor de prelucrare luate în discuție: forța și rugozitatea suprafeței. Dintre aceste variabile independente doar amplitudinea și frecvența mișcării dinamice sînt afecționate exclusiv vitrocambutisării, celelalte variabile independente fiind aceleași și

în cazul ambutisării convenționale.

Pentru a scoate în evidență numai influența variabilelor independente caracteristice prelucrării prin vibroambutisare asupra caracteristicilor de prelucrare luate în considerare, pentru variabilele independente comune și ambutisării convenționale au fost impuse anumite nivele, menținându-se constante aceste variabile. Nivele impuse au fost stabilite în contextul influențării cât mai favorabile a minimizării - funcției de răspuns pe baza rezultatelor furnizate prin rularea programului PS2R.

Impunându-se, în cazul ambutisării cu vibrație axială a plăcii active și în cazul ambutisării cu vibrație torsională a plăcii active, menținerea constantă a variabilelor independente: viteza statică de deformare, jocul dintre elementele active precum și calitatea materialului semifabricatului, se ajunge la definirea funcției de răspuns numai prin două variabile independente. În acest caz funcția de răspuns reprezintă o suprafață : suprafața de regresie, de forma:

$$y = b_0 + b_1 \cdot a + b_2 \cdot f \quad (5.18)$$

în care:  $y$  este funcția de răspuns, forța sau rugozitatea suprafeței;  
 $a$  - parametru variabil, amplitudinea deplasării mișcării dinamice;  
 $f$  - parametru variabil, frecvența mișcării dinamice;  
 $b_0, b_1, b_2$  - coeficienți.

Pe suprafață exprimată de relația (5.18) fiecare valoare a forței (rugozității suprafeței) poate fi reprezentată printr-un punct ale cărui coordonate sînt  $a$  și  $f$ , iar înclinația suprafeței este determinată prin coeficienții  $b_1$  și  $b_2$  cu originea în  $b_0$ .

În cazul caracteristicii de prelucrare forța, pentru viteza statică de deformare s-a impus nivelul de 27 mm/min, iar pentru jocul dintre elementele active nivelul de 1,04 în cazul primei operații de ambutisare și nivelul de 1,20 mm pentru cea de a doua.

În cazul caracteristicii de prelucrare rugozitatea suprafeței, pentru viteza statică de deformare s-a impus nivelul de 45 mm/min, iar pentru jocul dintre elementele active aceleași nivele cu cele impuse în cazul forței.

Cu aceste precizări suprafețele reprezentate prin ecuații de forma (5.18), pentru semifabricate din oțel sînt:

$$F(VA1) = 6951,65 - 10321,67187a_1 - 30,56357f_1; \quad (5.19)$$

$$F(VA2) = 4574,6556 - 7832,1951a_1 - 18,01085f_1; \quad (5.20)$$

$$F_{(VT1)} = 6766,9979 - 1655,4851a_2 - 9,9209f_2 ; \quad (5.21)$$

$$F_{(VT2)} = 4389,9207 - 1265,52075a_2 - 0,56248f_2 ; \quad (5.22)$$

$$R_{a(VA1)} = 0,462438 - 0,03778a_1 + 0,0009f_1 ; \quad (5.23)$$

$$R_{a(VA2)} = 0,44941 - 0,00019f_1 ; \quad (5.24)$$

$$R_{a(VT1)} = 0,44599 - 0,15099a_2 + 0,00238f_2 ; \quad (5.25)$$

$$R_{a(VT2)} = 0,417562 - 0,17166a_2 + 0,0012f_2 . \quad (5.26)$$

Considerind una din variabilele constantă, la un anumit nivel, se poate determina valoarea funcției de răspuns pentru nivelele considerate ale celeilalte variabile. Coordonatele punctelor astfel obținute sînt așezate după o dreaptă conținută în suprafața de regresie. Pentru suprafața de regresie considerată, dreptele ce se obțin în condițiile de mai sus au forma:

$$y = b_{01} + b_1 \cdot a ; \quad (5.27)$$

$$y = b_{02} + b_2 \cdot f . \quad (5.28)$$

Sînt stabilite astfel zone de lucru de minimizare a funcțiilor de răspuns delimitate de dreptele de regresie și care constituie zone de optim ale prelucrării.

Ecuațiile dreptelor de regresie de forma (5.27) și (5.28) se prezintă grupate pentru fiecare posibilitate de prelucrare în prezența vibrațiilor, distinct pentru prima și cea de a doua operație de ambutisare. Pentru întentificarea ecuațiilor de regresie, simbolul funcției de răspuns are drept indice modul de introducere a vibrațiilor în matrită, numărul operației de ambutisare și valoarea codificată a variabilei parametru considerate.

$$\begin{aligned} F_{(VA1;f_{11})} &= 6340,3786 - 10321,67187a_{11}; f_{11} = 20 \text{ Hz;} \\ F_{(VA1;f_{12})} &= 6034,7429 - 10321,67187a_{11}; f_{12} = 30 \text{ Hz;} \\ F_{(VA1;f_{13})} &= 5729,1072 - 10321,67187 a_{11}; f_{13} = 40 \text{ Hz;} \\ F_{(VA1;f_{14})} &= 5423,4712 - 10321,67187a_{11} ; f_{14} = 50 \text{ Hz;} \end{aligned} \quad (5.29)$$

$$F_{(VA1;a_{11})} = 5016,266 - 30,56357f_{11} ; a_{11} = 0,11 \text{ mm;}$$

$$F_{(VA1;a_{12})} = 5403,3992 - 30,56357f_{11}; a_{12} = 0,15 \text{ mm;}$$

$$F_{(VA1;a_{13})} = 4630,8321 - 30,56357f_{11}; a_{13} = 0,22 \text{ mm;}$$

$$F_{(VA2;f_{12})} = 4214,4386 - 7332,1051a_{11} = f_{11} = 20 \text{ Hz;}$$

$$\begin{aligned}
 F(VA2; f_{12}) &= 4034,3301 - 7832,1951 a_{11}; & f_{12} &= 30 \text{ Hz;} \\
 F(VA2; f_{13}) &= 3854,2216 - 7832,1951 a_{11}; & f_{13} &= 40 \text{ Hz;} \\
 F(VA2; f_{14}) &= 3674,1131 - 7832,1951 a_{11}; & f_{14} &= 50 \text{ Hz;}
 \end{aligned}
 \tag{5.30}$$

$$\begin{aligned}
 F(VA2; a_{11}) &= 3713,1141 - 18,01085 f_{11}; & a_{11} &= 0,11 \text{ mm;} \\
 F(VA2; a_{12}) &= 3399,8263 - 18,01085 f_{11}; & a_{12} &= 0,15 \text{ mm;} \\
 F(VA2; a_{13}) &= 2851,5726 - 18,01085 f_{11}; & a_{13} &= 0,22 \text{ mm;} \\
 F(VT1; f_{21}) &= 6618,1844 - 1655,48511 a_{21}; & f_{21} &= 15 \text{ Hz;} \\
 F(VT1; f_{22}) &= 6518,9754 - 1655,48511 a_{21}; & f_{22} &= 25 \text{ Hz;} \\
 F(VT1; f_{23}) &= 6419,7664 - 1655,48511 a_{21}; & f_{23} &= 35 \text{ Hz;} \\
 F(VT1; f_{24}) &= 6221,3484 - 1655,48511 a_{21}; & f_{24} &= 55 \text{ Hz;} \\
 F(VT1; a_{21}) &= 6584,8942 - 9,9202 f_{21}; & a_{21} &= 0,11 \text{ mm;} \\
 F(VT1; a_{22}) &= 6518,6748 - 9,9202 f_{21}; & a_{22} &= 0,15 \text{ mm;}
 \end{aligned}
 \tag{5.31}$$

$$\begin{aligned}
 F(VT1; a_{23}) &= 6435,9005 - 9,9209 f_{21}; & a_{23} &= 0,20 \text{ mm;} \\
 F(VT1; a_{24}) &= 6204,1326 - 9,9209 f_{21}; & a_{24} &= 0,34 \text{ mm;} \\
 F(VT2; f_{21}) &= 4381,4835 - 1265,52075 a_{21}; & f_{21} &= 15 \text{ Hz;} \\
 F(VT2; f_{22}) &= 4375,8587 - 1265,52075 a_{21}; & f_{22} &= 25 \text{ Hz;} \\
 F(VT2; f_{23}) &= 4370,2339 - 1265,52075 a_{21}; & f_{23} &= 35 \text{ Hz;} \\
 F(VT2; f_{24}) &= 4358,9843 - 1265,52075 a_{21}; & f_{24} &= 55 \text{ Hz;} \\
 F(VT2; a_{21}) &= 4288,679 - 0,56248 f_{21}; & a_{21} &= 0,08 \text{ mm;}
 \end{aligned}
 \tag{5.32}$$

$$\begin{aligned}
 F(VT2; a_{22}) &= 4263,3686 - 0,56248 f_{21}; & a_{22} &= 0,10 \text{ mm;} \\
 F(VT2; a_{23}) &= 4212,7477 - 0,56248 f_{21}; & a_{23} &= 0,14 \text{ mm;} \\
 F(VT2; a_{24}) &= 4086,1956 - 0,56248 f_{21}; & a_{24} &= 0,24 \text{ mm;} \\
 R_a(VA1; f_{11}) &= 0,480438 - 0,03778 a_{11}; & f_{11} &= 20 \text{ Hz;} \\
 R_a(VA1; f_{12}) &= 0,489433 - 0,03778 a_{11}; & f_{12} &= 30 \text{ Hz;} \\
 R_a(VA1; f_{13}) &= 0,492438 - 0,03778 a_{11}; & f_{13} &= 40 \text{ Hz;}
 \end{aligned}$$

$$R_a(VA1;f_{14}) = 0,507438 - 0,03778a_{11}; f_{24} = 50\text{Hz}; \quad (5.33)$$

$$R_a(VA1;a_{11}) = 0,458282 + 0,0009f_{11}; a_{11} = 0,11 \text{ mm};$$

$$R_a(VA1;a_{12}) = 0,456771 + 0,0009f_{11}; a_{12} = 0,15 \text{ mm};$$

$$R_a(VA1;a_{13}) = 0,454126 + 0,0009f_{11}; a_{13} = 0,34 \text{ mm};$$

$$R_a(VA2;f_{21}) = 0,44941; f_{21} = 20 \text{ Hz};$$

$$R_a(VA2;f_{22}) = 0,44941; f_{22} = 30 \text{ Hz};$$

$$R_a(VA2;f_{23}) = 0,44941; f_{23} = 40 \text{ Hz};$$

$$R_a(VA2;f_{24}) = 0,44941; f_{24} = 50 \text{ Hz}; \quad (5.34)$$

$$R_a(VA2;a_{11}) = 0,44941 - 0,0001f_{11}; a_{11} = 0,11 \text{ mm};$$

$$R_a(VA2;a_{12}) = 0,44941 - 0,0001f_{11}; a_{12} = 0,15 \text{ mm};$$

$$R_a(VA2;a_{13}) = 0,44941 - 0,0001f_{11}; a_{13} = 0,22 \text{ mm};$$

$$R_a(VT1;f_{21}) = 0,43169 - 0,15089a_{21}; f_{21} = 15 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT1;f_{22}) = 0,50539 - 0,15089a_{21}; f_{22} = 25 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT1;f_{23}) = 0,52929 - 0,15089a_{21}; f_{23} = 35 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT1;f_{24}) = 0,57639 - 0,15089a_{21}; f_{24} = 55 \text{ Hz}; \quad (5.35)$$

$$R_a(VT1;a_{21}) = 0,429392 + 0,00233f_{21}; a_{21} = 0,11 \text{ mm};$$

$$R_a(VT1;a_{22}) = 0,423357 + 0,00233f_{21}; a_{22} = 0,15 \text{ mm};$$

$$R_a(VT1;a_{23}) = 0,415812 + 0,00233f_{21}; a_{23} = 0,20 \text{ mm};$$

$$R_a(VT1;a_{24}) = 0,394683 + 0,00233f_{21}; a_{24} = 0,34 \text{ mm};$$

$$R_a(VT2;f_{21}) = 0,435562 - 0,17166a_{21}; f_{21} = 15 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT2;f_{22}) = 0,447562 - 0,17166a_{21}; f_{22} = 25 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT2;f_{23}) = 0,459562 - 0,17166a_{21}; f_{23} = 35 \text{ Hz};$$

$$R_a(VT2;f_{24}) = 0,435562 - 0,17166a_{21}; f_{24} = 55 \text{ Hz}; \quad (5.36)$$

$$R_a(VT2; a_{21}) = 0,403829 + 0,0012f_{21}; \quad a_{21} = 0,11 \text{ mm};$$

$$R_a(VT2; a_{22}) = 0,400396 + 0,0012f_{21}; \quad a_{22} = 0,15 \text{ mm};$$

$$R_a(VT2; a_{23}) = 0,393529 + 0,0012f_{21}; \quad a_{23} = 0,20 \text{ mm};$$

$$R_a(VT2; a_{24}) = 0,376363 + 0,0012f_{21}; \quad a_{24} = 0,34 \text{ mm};$$

Pe baza relațiilor (5.29) ... (5.36) se poate calcula direct valoarea funcției de răspuns pentru variabila independentă din domeniul analizat și variabila parametru dată.

#### 5.4. Tehnologia optimă de prelucrare prin vibroambutisare pentru caracteristicile de prelucrare forța și rugozitatea suprafeței

Utilizarea programului de calcul OPTIMAL face posibilă stabilirea valorilor aferente variabilelor independente în așa fel încât funcția de răspuns să rezulte la valoarea impusă inițial de către tehnolog. Numărul de soluții este cu atât mai mare cu cât numărul variabilelor independente este mai mare. Tehnologului îi revine sarcina să aleagă din mulțimea soluțiilor prezentate în urma rulării programului pe cea mai facilă din punct de vedere al reglajului instalației.

În figura 5.2 este prezentată listarea rezultatelor pentru valoarea funcției de răspuns forța,  $F = 4000 \text{ N}$ , în cazul ambutisării unui semifabricat din oțel cu vibrarea axială a plăcii active. Se constată existența a opt soluții pentru valoarea impusă a funcției de răspuns, soluții dintre care una urmează a fi aleasă de către tehnolog în vederea stabilirii tehnologiei optime de prelucrare.

În figura 5.3 este prezentată listarea rezultatelor pentru valoarea funcției de răspuns,  $R_a = 0,48 \mu\text{m}$ , în cazul ambutisării

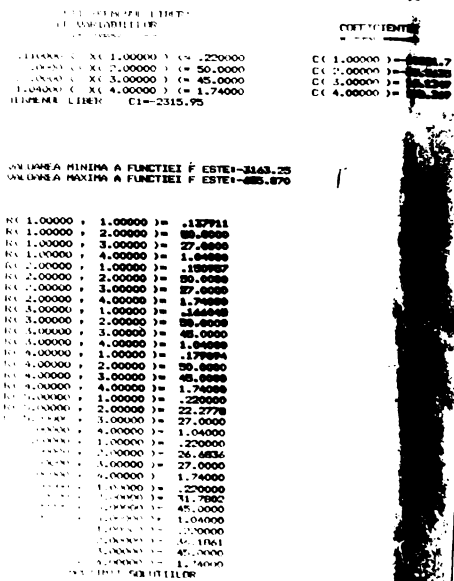


Fig. 5.2. Listarea rezultatelor pentru funcția de răspuns  $F(VA1)=4000 \text{ N}$ .



vibrarea axială a plăcii active. In acest caz programul prezintă șase soluții ce stau la baza stabilirii tehnologiei de prelucrare.

```

LISTAREA REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N1
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N1
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N2
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N2
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N3
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N3
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N4
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N4
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N5
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N5
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MAXIMIZARE A Ra N6
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA
REZULTATELOR DE MINIMIZARE A Ra N6
IN FUNCȚIA DE VARIABILILE DE REGRESIE SI INTERACȚIUNEA

```

Funcțiile de răspuns scrise sub forma dreptelor de regresie (5.29) ... (5.36) pot fi vizualizate prin reprezentarea lor plană. Aceste drepte delimitează domeniul optim în care funcția de răspuns are valoarea minimă. Domeniul, pentru fiecare funcție de răspuns, este limitat superior și inferior de cele două drepte de regresie determinate din interacțiunea variabilelor, variabila parametru fiind menținută la nivelul inferior, respectiv superior. Dreapta(dreptele) cuprinsă în interiorul domeniului a fost determinată pentru cazul când variabila parametru a fost menținută la un nivel intermediar.

Vizualizarea dreptelor de regresie este prezentată în figurile 5.4 și 5.5 (a - prima operație de ambutisare cu vibrație axială a plăcii active; b - cea de a doua operație de ambutisare; c - prima operație de ambutisare cu vibrație torsională a plăcii active; d - cea de a doua operație de ambutisare).

Fig.5.3. Listarea rezultatelor pentru funcția de răspuns  $R_a(VA1) = 0,43 \mu m$ .

Reprezentările pot fi folosite în vederea stabilirii tehnologiei optime de prelucrare în cazul vibroambutisării cu vibrație axială a plăcii active și vibroambutisării cu vibrație torsională a plăcii active, în funcție de criteriile de performanță: forța și rugozitatea suprafeței.

Din analiza graficelor tehnologiei de lucru (figurile 5.4 și 5.5) se pot trage concluzii privind prelucrabilitatea prin vibroambutisare a tabelelor din oțel, cu referiri concrete la marca A2 S1AS 9485 - 8o.

Pentru caracteristica tehnologică de prelucrare forța se remarcă, în cazul primei operații de ambutisare cu vibrație axială a plăcii active, o scădere a forței de deformare odată cu creșterea amplitudinii mișcării dinamice. Scăderea forței odată cu creșterea amplitudinii este aceeași pentru toate treptele de frecvență. O scădere se observă și în cazul analizei variației forței de deformare în funcție de frecvență.

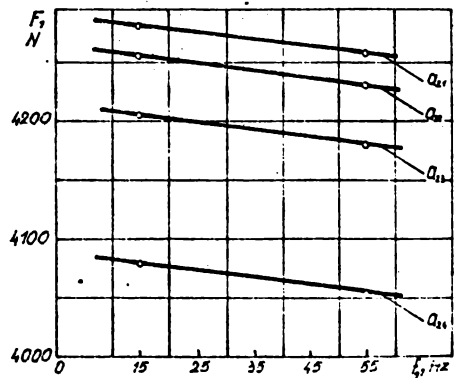
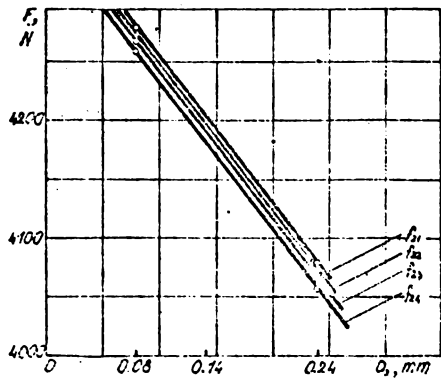
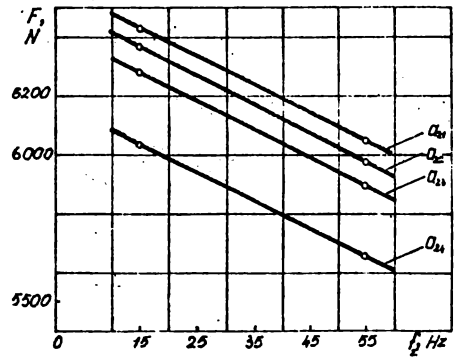
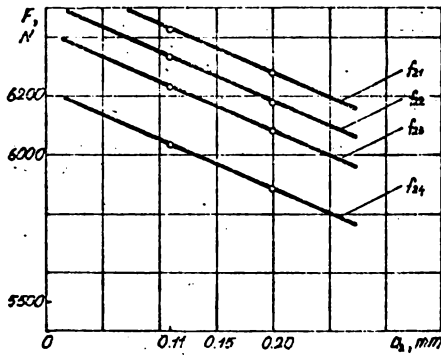
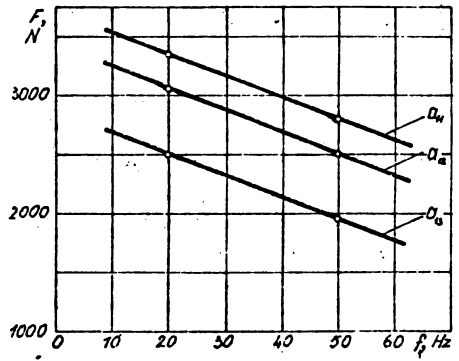
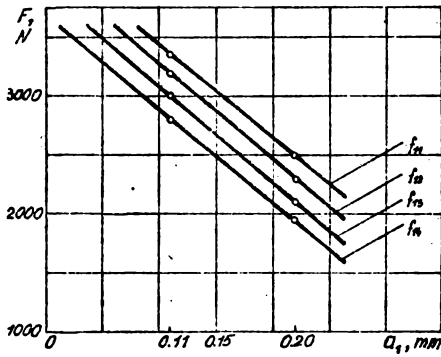
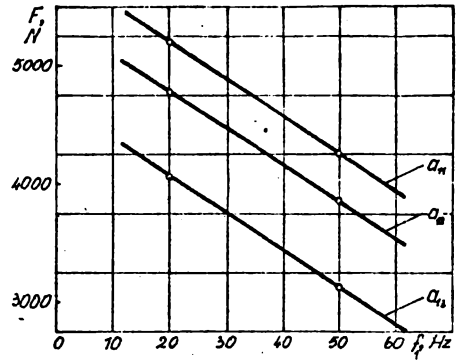
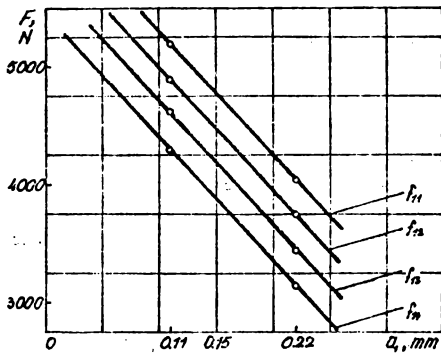


Fig.5.4. Optimizarea forței de deformare la vibraambuti-sarea oțelului.

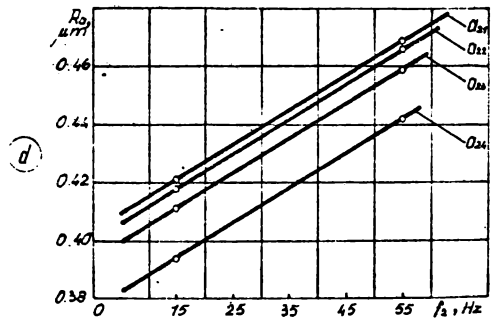
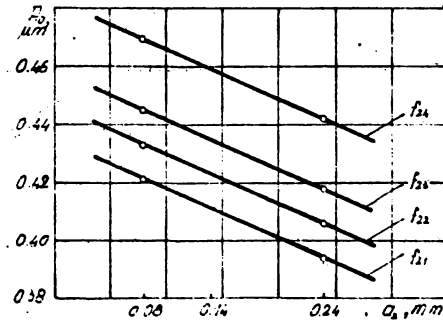
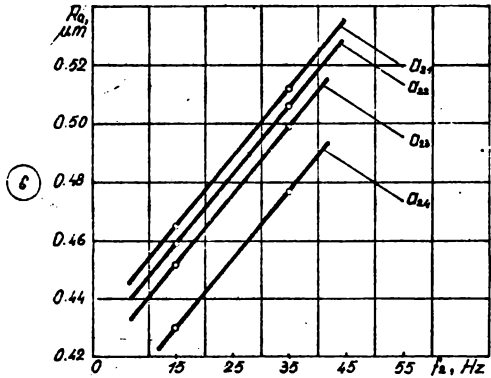
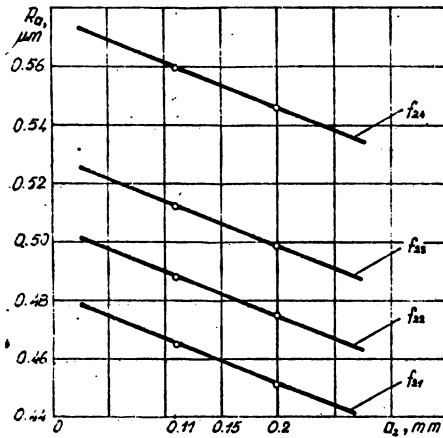
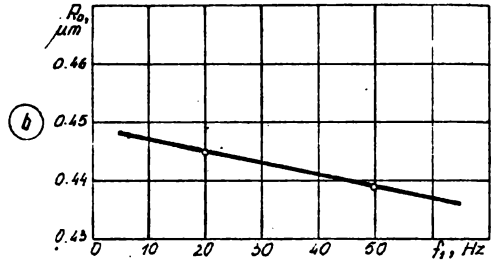
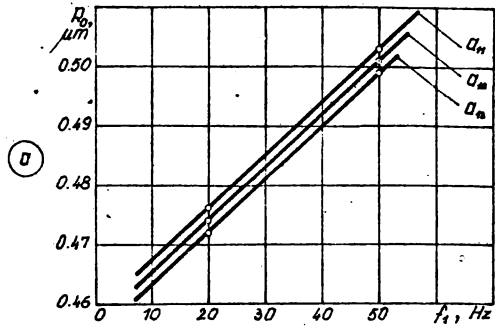
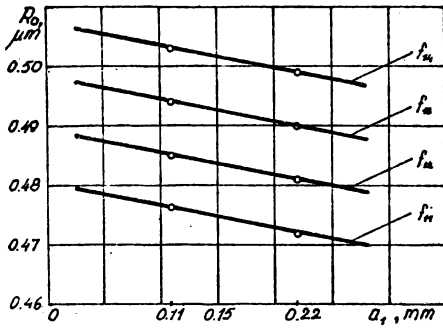


Fig. 5.5. Optimizarea rugozității suprafeței la vibroambutișarea oțelului.

ta vibrațiilor. Scăderea, în acest ultim caz, este mai lentă în comparație cu anteriorul.

În cazul celei de a doua operații de ambutisare, pentru vibrarea axială a plăcii active, situația este similară primei operații de ambutisare. Scăderea forței, funcție de frecvență sau amplitudine este, pentru acest caz, puțin mai mică comparativ cu prima operație de ambutisare.

Prima operație de ambutisare cu vibrarea torsională a plăcii active se caracterizează prin scăderea forței, în raport cu frecvența și amplitudinea mișcării dinamice, într-o manieră sensibil identică cu scăderea constată la ambutisarea cu vibrarea axială a plăcii active.

Pentru cea de a doua operație de ambutisare cu vibrarea torsională a plăcii active, forța scade mult mai pronunțat odată cu creșterea amplitudinii, iar domeniul cuprins între dreptele: superioară și inferioară este foarte restrâns. Influența frecvenței pentru acest caz se constată a fi redusă. Aceeași constatare derivă și din analiza diagramei de variație a forței în funcție de frecvență. Dreptele de regresie sînt destul de puțin înclinate, iar domeniul cuprins între maximul și minimul amplitudinii este foarte larg.

În cazul caracteristicii tehnologice de prelucrare rugozitatea suprafeței, pentru prima operație de ambutisare cu vibrarea axială a plăcii active se constată îmbunătățirea rugozității suprafeței odată cu acțiunea de creștere a amplitudinii mișcării dinamice. În schimb, odată cu creșterea frecvenței de lucru, rugozitatea suprafeței este influențată în sens negativ. Această ultimă variabilă independentă influențează într-o măsură mai mare caracteristica tehnologică analizată în comparație cu precedentă.

Situația se prezintă similar în cazul ambutisării cu vibrarea torsională a plăcii active, la creșterea amplitudinii forța scade, scădere influențată în același sens de reducerea frecvenței.

Din analiza comparativă a figurilor 5.4 și 5.5 se constată că dacă în cazul forței, ponderea mai mare o are amplitudinea, în cazul stării suprafeței ponderea mai mare o are variabila independentă frecvența mișcării dinamice.

În concluzie, se poate aprecia că, rezultatele obținute și graficale prezentate sînt în concordanță cu rezultatele obținute în capitolul 4. Ele constituie o documentație utilă tehnologului în alegerea parametrilor optini ai procesului de deformare prin vibraambutisare.

## 6. APLICAREA INDUSTRIALA A REZULTATELOR CERCETARILOR

### 6.1. Aplicarea vibroambutisării la întreprinderea „Flamura Roșie” din Sibiu

În cadrul întreprinderii „Flamura Roșie” din Sibiu se produc pe scară largă articole de scris. Reperele aferente acestora „corp” și „capac”, precum și altele, tot de dimensiuni mici, aflate în fabricație curentă, se realizează pe baza unor tehnologii care cuprind operații de deformare plastică (ambutisare și ambutisare cu subțierea grosimii pereților) în număr mare. În componența tehnologiilor de fabricație aferente intră un număr de 2 ... 5 operații de ambutisare cilindrică, 2 ... 3 operații de ambutisare conică și 1 ... 2 operații de ambutisare cu subțierea grosimii pereților. Pentru păstrarea capacității de deformare, între operațiile de ambutisare sînt introduse operații de tratament termic intermediar constînd din recoaceri, numărul acestora variînd între 1 ... 3.

Ca urmare, întreprinderea a fost în permanență în căutarea de soluții tehnico-economice care să contribuie la creșterea productivității muncii, la îmbunătățirea condițiilor de deformare a tablelor, îmbunătățirea calității suprafețelor, obținerea de toleranțe restrînso, conferirea de durabilități sporite sculelor etc.

Una din soluțiile propuse și acceptate de întreprinderea „Flamura Roșie” în vederea atingerii acestor deziderate a constatat și în introducerea vibroambutisării. Folosirea vibrațiilor în procesul de ambutisare urmărește, în primul rînd, mărirea gradului de deformare a pieselor cilindrice ambutisate, contribuînd, prin aceasta, la scăderea numărului de operații. Productivitatea muncii este implicit îmbunătățită cu atît mai mult cu cît numărul de operații aferente unei tehnologii convenționale este mare. La aceasta se adaugă, pe de o parte, economia de energie rezultată în urma reducerii numărului de utilaje necesare realizării unui anumit reper iar, pe de altă parte, folosirea utilajelor rămase disponibile pentru executarea altor produse.

În al doilea rînd, introducerea vibrațiilor a fost cerută de necesitatea îmbunătățirii curgerii plastice la ambutisarea conică, dat fiind faptul că prin tehnologia convențională numărul pieselor rebutate prin fisurare este mare.

Vibroambutisarea a mai fost cerută și de necesitatea îmbunătățirii alamelor, materiale larg utilizate la obținerea diverselor repere,

cu ojele ca urmare a îmbunătățirii curgerii plastice. La acestea se adaugă și avantajele legate de precizia dimensională și microgeometria suprafeței piesei vibroambutisate.

Pentru introducerea vibrațiilor în zona de lucru a fost proiectată o instalație specializată, în baza unui contract de cercetare științifică, încheiat între Institutul de învățământ superior din Sibiu și întreprindere, presa hidraulică vibratoare VPH-20, destinată prelucrării prin vibroambutisare a reperelor de dimensiuni mici. Ea poate fi utilizată pentru producția de serie. Se poate lucra în două regimuri:

- regim lovitură cu lovitură (singular);
- regim cu lovituri repetate (continuu), având comandă manuală și automată.

Pe un batiu de construcție sudată 1 sînt fixate cele două coloane 2 (figura 6.1). În partea superioară vibropresa dispune de o traversă fixă 3 pe care este montat motorul hidraulic principal 4. Solidar de pistonul motorului hidraulic este legată traversa mobilă 5 care realizează mișcarea principală de deformare. Traversa 6, pe care se fixează partea inferioară a matriței, este ghidată pe coloane și se sprijină pe pachetul de arcuri elicoidale 7 care permite antrenarea acesteia în mișcare dinamică. Realizarea mișcării dinamice se face cu ajutorul vibratorului hidraulic 8 fixat sub masa presei.

În timpul desfășurării operației de ambutisare, masa presei comprimă pachetul de arcuri pe care se sprijină. În momentul scăpării piesei ambutisate din orificiul plăcii active, arcurile se destind și cele două părți ale matriței tind să se lovească. Pentru eliminarea acestui inconvenient presa a fost dotată cu două amortizoare hidraulice 9 care permit revenirea lentă a mesei în poziție inițială.

Instalația hidraulică aferentă se compune din elemente tipizate aflate în fabricația curentă a întreprinderii „Balanța” din Sibiu. Se deosebesc trei circuite distincte, și anume (figure 6.2):

- circuitul de alimentare a motorului hidraulic MH1 care asigură mișcarea statică de deformare;
- circuitul de alimentare a motoarelor hidraulice MH2 și MH3 care asigură urmărirea mișcării pe verticală a traversei inferioare precum și revenirea lentă a acesteia în poziție inițială;
- circuitul de alimentare a motorului hidraulic MH4 care asigură mișcarea dinamică.

Circuitele aferente motoarelor MH1, MH2 și MH3 sînt alimentate de la grupul de pompare principal. Acesta este format din:

rezervorul 1, blocul de bază 2, blocul pentru supape de siguranță și filtrul 3, electropompa dublă 4, blocul cu robinet de manometru 5 și

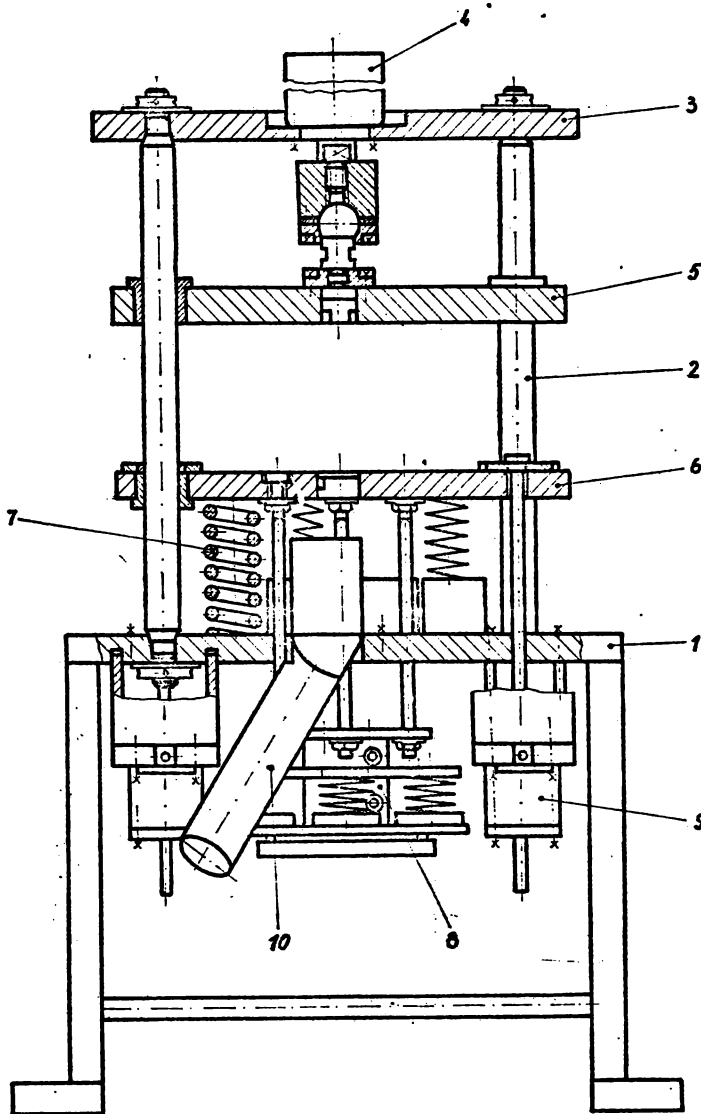


Fig.6.1.  
Vibropresa  
hidraulică  
VPH-20.

blocul pentru distribuție hidraulică și regulator de debit 6.

Distribuitoarele 7 și 8 montate în circuitul de alimentare a motoarelor hidraulice MH2 și MH3 permit schimbarea sensului de deplasare și urmărirea mișcării traversei inferioare de către tiranți.

Antrenarea în mișcarea vibratorie a mesei preseii este datorată vibratorului hidraulic 9/91/ montat la partea sa inferioară. Prin introducerea unei cantități de lichid sub presiune în cavitatea A se crează presiunea necesară deplasării în jos a corpului 9.1. Odată cu

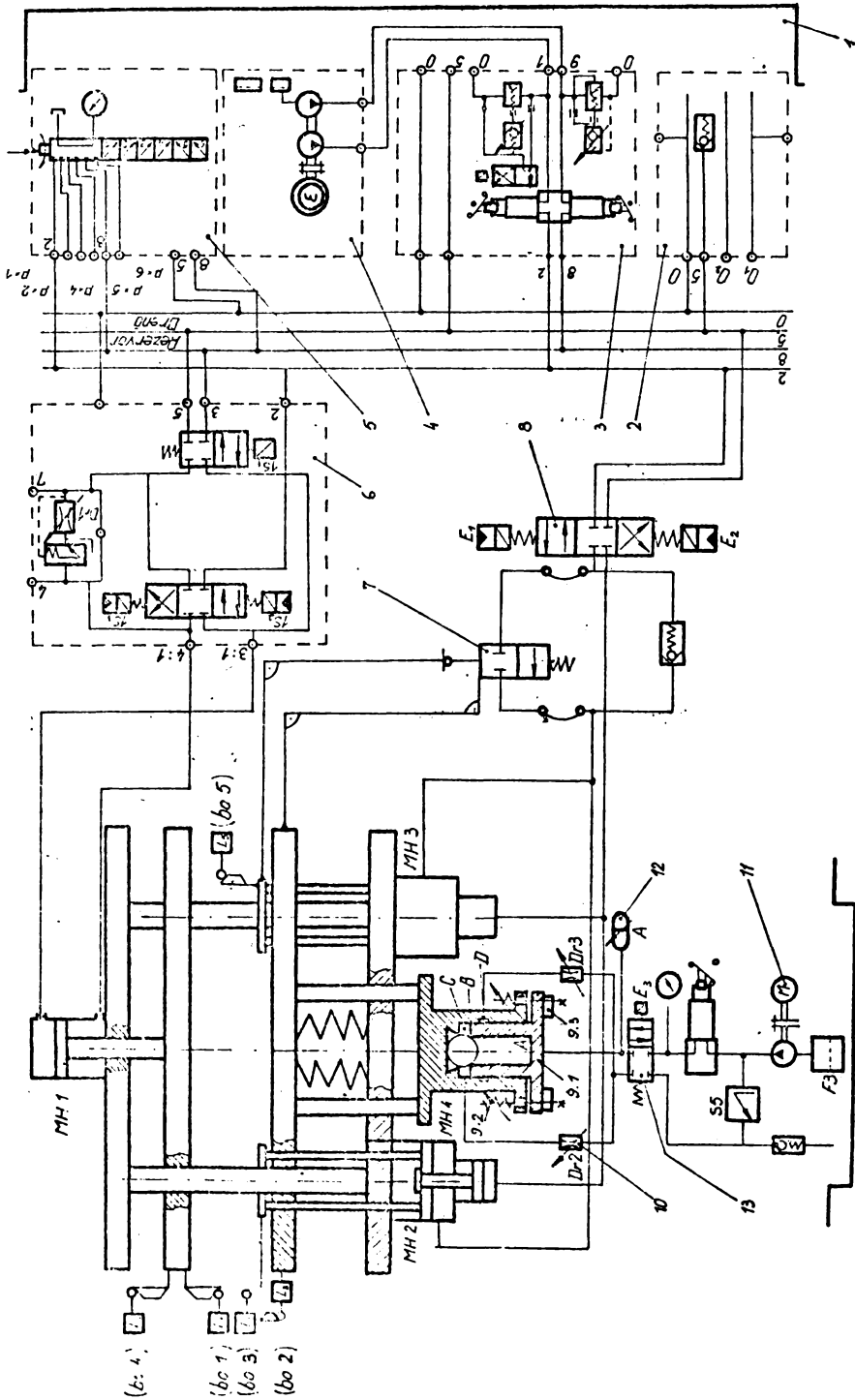


Fig. 6.2. Schema hidrodinamică a vibropresei VPH-20 .



această deplasare se deschide supapa B care permite trecerea lichidului în cavitatea C. Crescând suprafața pe care apasă lichidul, crește și forța de impuls care deplasează corpul 9.1, pînă cînd cavitățile C și D se unesc. În acest moment lichidul scapă spre exterior, iar corpul 9.1 revine brusc în poziția inițială readus de arcurile 9.2. Reglarea amplitudinii mișcării dinamice se face cu ajutorul maselor 9.3, iar a frecvenței mișcării dinamice, cu ajutorul droserului 10.

Motor	Faza	Execuția						Comandă					
		1S, 1S <sub>1</sub>	1S <sub>2</sub>	1S <sub>3</sub>	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	BP	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>
MH 1	AR	-	+	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-
	AT	+	-	-	(-)	(-)	(-)	-	+	(-)	(-)	(-)	(-)
	RR	-	(-)	+	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	+	(-)	(-)	(-)
	STOP	(-)	(-)	-	-	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	-	+	(-)
MH 2	Adrop.	-	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-	-
	Retr.	(-)	(-)	(-)	-	+	(-)	(-)	-	+	(-)	(-)	(-)
	STOP	(-)	(-)	(-)	-	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	+
MH 3	Adrop.	-	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-	-
	Retr.	(-)	(-)	(-)	-	+	(-)	(-)	-	+	(-)	(-)	(-)
	STOP	(-)	(-)	(-)	-	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	+
MH 4	Funci.	-	-	-	-	-	+	-	-	+	-	-	-
	STOP	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)	+

Fig.6.3. Ciclograma de acționare și comandă a presei VPH-20.

Circuitul de alimentare a motorului hidraulic MH4 are în componență electropompa 11 care asigură un debit de 25 l/min la o presiune de 100 bar, acumulatorul 12 și distribuitorul 13.

Ciclograma de acționare și comandă a presei hidraulice VPH-20 este prezentată în figura 6.6.

Caracteristicile tehnice principale ale instalației sînt:

- forța maximă de presare . . . . . 20 kN;
- domeniul de reglare a cursei. . . . . 0 ... 450 mm;
- distanța maximă dintre masă . . . . . 450 mm; și culisor
- dimensiunile spațiului de lucru
  - între coloane. . . . . 310 mm;
  - lățime . . . . . 320 mm;
- dimensiunea alezajului din masă . . . . . Ø 60 mm;
- dimensiunea alezajului din culisor. . . . . Ø 40 mm;
- viteza maximă
  - avans tehnologic . . . . . 0,58 + 3,3 mm/s;
  - avans rapid . . . . . 110 mm/s;
  - retragere rapidă . . . . . 130 mm/s;
- dimensiuni de gabarit
  - lungime . . . . . 640 mm;
  - lățime . . . . . 640 mm;
  - înălțime . . . . . 2200 mm;
- parametrii regimului vibrator
  - frecvența maximă . . . . . 50 Hz;
  - amplitudinea maximă. . . . . 1 mm.

## 6.2. Aplicarea vibroambutisării la Intreprinderea „Emailul Roșu” din Mediaș

La Intreprinderea „Emailul Roșu” produsele - articolele casnice din metal - în marea lor majoritate sînt obținute prin operații de ambutisare; ca semifabricate sînt folosite table decapate de ambutisare cu grosimi cuprinse între 0,4 și 1,0 mm. Se poate preciza că puține sînt produsele obținute într-o singură operație de ambutisare. Cele mai multe sînt piese cave cilindrice obținute prin trei, patru, cinci sau chiar șase operații succesive de ambutisare. Numărul mare de operații conduce la prelungirea timpului de fabricație, deci la o productivitate scăzută, precum și la un consum ridicat de energie. La aceasta se adaugă că, tablele folosite, nu întotdeauna au caracteristicile mecanice și tehnologice conferite de standardele în vigoare, impun stabilirea unor grade de deformare mai mici ( $K = 1,66$  - la prima operație de ambutisare;  $K = 1,24$  - la următoarele) decît cele recomandate /87, 167, 170, 191, 192/, influențînd în sens negativ, și pe această cale, productivitatea. Fraționarea deformației mai necesită și operații intermediare de tratament termic care concură, și acestea, la creșterea prețului de cost.

Implementarea noii tehnologii de ambutisare, ambutisare asistată de vibrații, la Intreprinderea „Emailul Roșu” din Mediaș, a fost cerută, în primul rînd, de necesitatea reducerii numărului de operații de ambutisare și consecințele ce decurg de aici.

În al doilea rînd, prin introducerea vibrațiilor se reduce forța de deformare. Reducerea forței conduce implicit la un consum energetic mai mic pentru confecționarea aceluiași produs, folosind tehnologia neconvențională, dar și la posibilitatea prelucrării unor reperi care în mod obișnuit depășeau performanțele de forță ale utilajului. La aceasta se adaugă și schimbarea datelor de proiectare ale utilajului de deformare plastică în prezența vibrațiilor, contribuind astfel la reducerea gabariturii instalației - deci economii de material - comparativ cu o instalație convențională.

Microgeometria suprafețelor pieselor obținute prin vibroambutisare se caracterizează prin vîrfuri subțiri și lungi. Aceasta face ca straturile ce se depun pe suprafața pieselor după efectuarea operației de ambutisare (grunduri, enailuri) să aibă o mai bună aderență și fiabilitate. În plus, clasa de precizie în care se obțin piesele vibroambutisate este mai bună, toleranțele aferente fiind restrînse iar durabilitatea sculelor sporită prin reducerea forțelor de deformare.

În vederea introducerii ambutisării asistate de vibrații, în

cadrul contractului de cercetare științifică încheiat între Institutul de învățământ superior din Sibiu și întreprindere, a fost concepută presa hidraulică vibratoare VPH-100. Soluția constructivă a fost

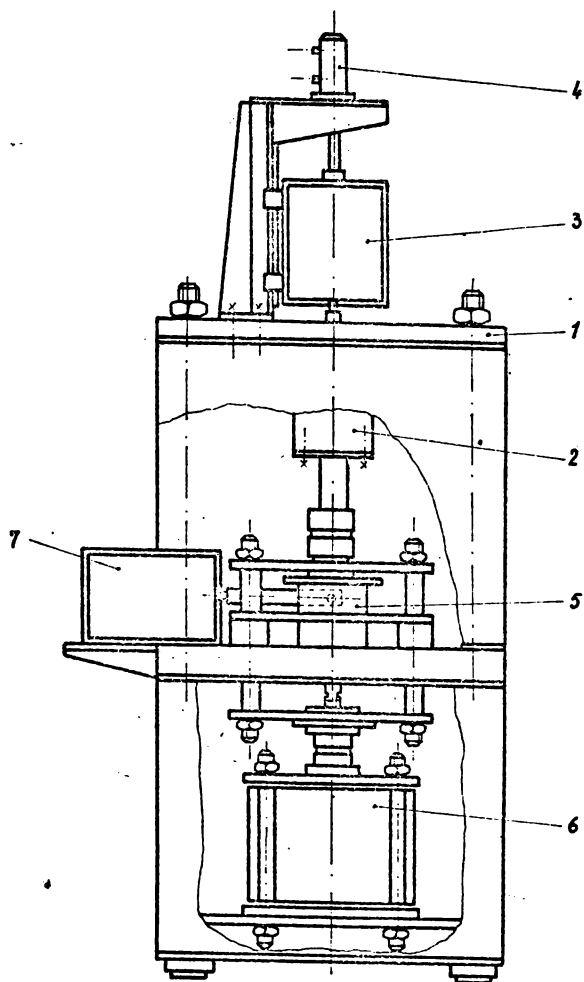


Fig.6.4. Vibropresa hidraulică  
VPH - 100.

stabilită pe baza rezultatelor cercetărilor de laborator legate de concepția și construcția sistemelor vibratoare (vezi cap.3). În accepțiunea industrială, aceasta se prezintă ca o presă hidraulică de construcție specială (fig.6.4).

Pe traversa superioară a cadrului presei 1 este fixat motorul hidraulic principal 2, motor ce realizează forța de deformare construit, împreună cu distribuitorul aferent, pe principiul unui amplificator proporțional. Tija distribuitorului este antrenată de subansamblul de comandă a distribuitorului montat tot pe traversa superioară. Acesta se compune din vibratorul mecanic 3 și motorul hidraulic 4. Vibrațiile introduse sînt coliniare cu mișcarea principală de deformare. Ambutisarea are loc în matrița 5, fixată pe masa

presei, matriță a cărui element de reținere este comandat de perna de acru 6 a presei montată la partea inferioară a cadrului. Ca urmare, semifabricatul se deformează sub acțiunea poansonului care execută, pe lângă mișcarea obișnuită de deformare, o mișcare vibratorie.

Prin construcția sa (placa de ambutisare sprijinită pe un rulment), matrița face posibilă introducerea unei a doua mișcări vibratorii, de data aceasta prin intermediul plăcii de ambutisare antrenată în mișcare torsională (vezi subcapitolul 3.3.1). Această ultimă mișcare este culeasă de la vibratorul 7 fixat pe masa presei. Mișcărilor dinamice

pot fi introduse în matrița de ambutisare fie împreună, fie separat.

Instalația aferentă hidraulică se compune, ca și în cazul preseii VPH-20, din elemente tipizate (excepție face motorul hidraulic principal 2) aflate în fabricație curentă la Întreprinderea „Balanța” din Sibiu. Se deosebesc două circuite distincte, și anume:

- circuitul de alimentare a motorului hidraulic principal 2, alimentare ce se realizează cu ajutorul unei electropompe cu pistonage axiale cu debit constant ( $Q = 78 \text{ l/min}$ ;  $p = 140 \text{ bar}$ ;  $n = 1500 \text{ rot/min}$ );

- circuitul de alimentare a motorului hidraulic 4, alimentare asigurată cu ajutorul unei electropompe cu roți dințate ( $q = 10 \text{ cm}^3/\text{rot}$ ;  $p = 70 \text{ bar}$ ;  $n = 1000 \text{ rot/min}$ ).

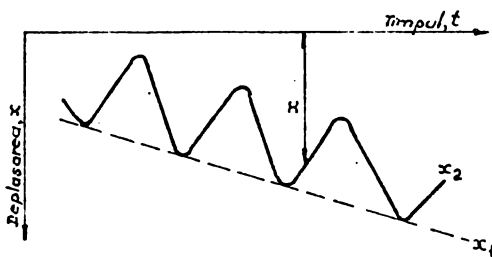


Fig.6.5. Cinematica elementului de comandă.

Pentru execuția mișcării statice de deformare, pistonul motorului hidraulic 4 comandă tija distribuitorului motorului hidraulic principal 2. În această legătură mecanică este intercalat un vibrator mecanic construit pe principiul vibraatoarelor mecanice cu antrenare directă (vezi subcapitolul 3.3.1) care introduce peste mișcarea statică, mișcarea dinamică.

Legea de mișcare compusă transmisă tijei distribuitorului (fig.6.5) este dată de relația:

$$x = x_1 - x_2 = v \cdot t - a(1 - \cos \omega t), \text{ în care:}$$

$v$  este viteza statică de deformare;

$t$  - timpul;

$a$  - amplitudinea deplasării mișcării vibratorii;

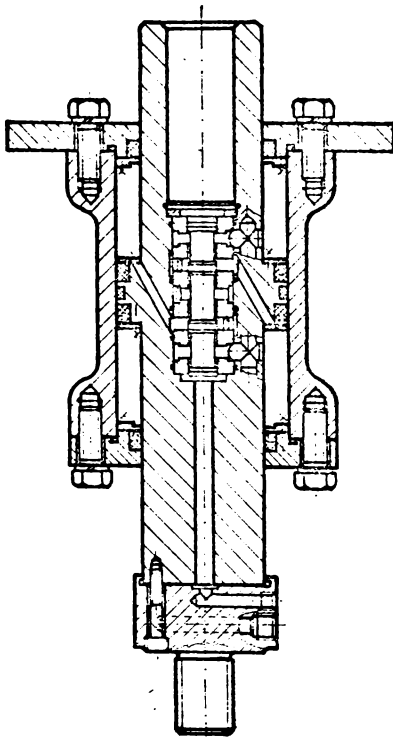
$\omega$  - pulsația mișcării vibratorii.

Grupul distribuitor - motor hidraulic principal este construit pe principiul unui amplificator proporțional (vezi subcapitolul 3.3.3). Soluția constructivă adoptată pentru grupul distribuitor - motor hidraulic principal (figura 6.6) construit ca un amplificator hidraulic proporțional care să facă posibilă dezvoltarea de către organul de lucru a unei mișcări compuse statico-dinamice este originală; presa, în componența căreia intră acest ansamblu, devine o presă cu calisor vibrator.

Caracteristicile tehnice principale ale instalației sînt:

- forța maximă de presare . . . . . 100 kN;

- forța maximă de reținere . . . . . 24 kW;



- domeniul de reglare a cursei . . . . . 0...500 mm;
- distanța maximă dintre masă și culisor . . . . . 600 mm;
- dimensiunile spațiului de lucru - între pereții verticali . . . . . 660 mm;
- lățime . . . . . 940 mm;
- dimensiunea părții de prindere din culisor . . . . . M 48x2x65 mm;
- viteza maximă
  - avans tehnologic . . . . . 0,60 ... 6 mm/s;
  - avans rapid . . . . . 120 mm/s;
  - retragere rapidă . . . . . 160 mm/s;

Fig. 6.6. Grupul distribuitor - motor hidraulic principal.

- dimensiuni de gabarit:

- lungime . . . . . 940 mm;
- lățime . . . . . 1170 mm;
- înălțime . . . . . 2850 mm;

- parametrii regimului vibrator

- frecvența axială maximă . . . . . 45 Hz;
- frecvența torsională maximă . . . . . 45 Hz;
- amplitudinea axială maximă . . . . . 0,40 mm;
- amplitudinea torsională maximă . . . . . 1,50 mm.

## 7. CONCLUZII

Tema abordată în teza de doctorat tratează, pentru prima dată în literatura românească mai amplu, problema vibroambutisării, adică a ambutisării în care, peste mișcarea statică, convențională, de deformare executată de elementele active, se suprapune o mișcare dinamică. Aceasta din urmă poate fi introdusă tot prin intermediul elementelor active sau prin intermediul elementului de apăsare a semifabricatului.

Ținând seama de faptul că cercetările în domeniul deformării plastice prin ambutisare efectuate la nivel mondial au evidențiat, în special, influența favorabilă a vibrațiilor de înaltă frecvență asupra materialului supus prelucrării, sculelor și utilajului de deformare și că literatura de specialitate este săracă în informații referitoare la domeniul frecvențelor joase, cercetările, a căror rezultate sînt cuprinse în teza de doctorat, au fost efectuate în condițiile antrenării elementelor active în mișcare dinamică cu frecvențe de ordinul zecilor sau sutelor de herți.

În legătură cu materialul asupra căruia s-au făcut cercetări, acesta a fost tabla subțire din oțel marca A2 STAS 9485-80 avînd în vedere largă sa utilizare în operațiile de ambutisare. Pentru comparație s-au făcut cercetări și cu o tablă dintr-un material neferos, CuZn36 STAS 95 - 80. Stabilirea materialelor s-a făcut și în funcție de necesitățile impuse de rezolvarea contractelor de cercetare științifică /219, 220/ încheiate în vederea implementării tehnologiei de prelucrare prin vibroambutisare în producție.

Principalele contribuții teoretice și experimentale aduse prin această cercetare sînt:

### A. În domeniul cercetării fundamentale

1. Modelarea matematică a fenomenului de întărire în cazul unor oțeluri prelucrabile prin ambutisare. Avînd ca punct de pornire încercarea la tracțiune monoaxială, s-a stabilit pe cale matematică forma curbelor de întărire utilizînd polinomul lui S.N. Bernstein. A fost elaborat un program de calcul, scris în limbaj FORTRAN și rulat pe un calculator Felix C 256, pentru evaluarea numerică a gradului de întărire a materialului în urma deformării plastice.

2. Elaborarea teoriei analizei prin metoda elementelor finite a stării de tensiune și deformații ce apare în matrițe de ambutisare. Determinarea prin această metodă a eforturilor și deformațiilor în

nodurile șteururii create de rețeaua fictivă de discretizare s-a făcut cu ajutorul metodelor matriciale de calcul care prezintă avantajul organizării calculului în mod facil cu ajutorul calculatorului electronic. Prin rezolvarea sistemului de ecuații, cu ajutorul programului de calcul SAP2, s-au determinat deplasările nodale ale șteururii, deformațiile specifice și tensiunile aferente.

3. Studiarea posibilităților de introducere a vibrațiilor în matrița de ambutisare prin intermediul metodelor de creativitate. S-a utilizat o matrice construită pe baza a două liste în care fiecare căsuță a matricei ilustrează o corelație posibilă dintre două informații scrise în tabel (mişcările statice și dinamice ale elementelor active). Prin eliminări succesive, pentru vibroambutisare în condiții de joasă frecvență, au rezultat un număr de 30 de soluții posibile de introducere în matrița de ambutisare a mișcării dinamice suprapuse peste mișcarea statică de deformare. Unele dintre acestea au stat la baza stabilirii soluțiilor constructive aferente instalațiilor pentru vibroambutisare concepute.

4. Modelarea matematică a procesului frecării fluide hidrodinamice în cazul vibroambutisirii cu antrenarea în mișcare dinamică a plăcii active. Au fost stabilite relațiile de definiție a grosimii filmului de lubrifianț în zona flangei precum și în zona de rotunjire a plăcii active de ambutisare. Pentru evaluarea numerică a grosimii filmului de lubrifianț a fost elaborat un program de calcul scris în limbaj FORTRAN și rulat pe un calculator Coral 4030. S-a reușit, astfel, evidențierea influenței introducerii vibrațiilor la ambutisare prin mărirea grosimii filmului de lubrifianț precum și consecințele ce decurg de aici în legătură cu îmbunătățirea condițiilor de deformare.

5. Modelarea matematică a stării de eforturi unitare la vibroambutisare pentru cazul introducerii mișcării vibratorii pe direcție axială, prin intermediul poansonului, în matrița de ambutisare precum și cazul antrenării torsionale a plăcii active. Pornind de la definierea efortului unitar radial total ca sumă dintre efortul unitar radial pentru transformarea dimensiunilor flangei, a efortului unitar radial datorită frecării între semifabricat și elementele active, respectiv elementul de apăsare, precum și efortul unitar datorat îndoirii-dezdoirii materialului pe raza plăcii active, a fost evidențiată influența introducerii vibrațiilor axiale asupra efortului unitar radial pentru transformarea dimensiunilor flangei semifabricatului precum și a vibrațiilor torsionale asupra efortului unitar radial datorat frecării dintre semifabricat și placa activă de ambutisare. Relațiile matematice stabilite oglindesc micșorarea efortului unitar odată cu introducerea mișcării dinamice în matriță.

**B In domeniul proiectării și realizării unor instalații pentru cercetări experimentale și aplicări industriale ale vibroambutisării**

1. Proiectarea și realizarea unor vibratoare mecanice cu antrenarea directă, dintre care unul ca masă vibratoare pentru antrenarea în mișcare dinamică pe direcție axială a elementelor active, iar cel de-al doilea utilizat în vederea antrenării în mișcare torsională a plăcii active.

2. Proiectarea și realizarea unui vibrator mecanic cu mase inertiabile în mișcare de rotație, cu rol de masă vibratoare, ce introduce mișcarea dinamică pe direcția axială a elementelor active ale matriței pentru vibroambutisare.

3. Proiectarea și realizarea unui vibrator hidraulic, cu rol de masă vibratoare, ce introduce mișcarea dinamică pe direcția axială a elementelor active.

4. Proiectarea și realizarea unei matrițe experimentale de vibroambutisare având în dotare seturi de poansoane și plăci active schimbabile în vederea studierii diferitelor aspecte ale influenței vibrațiilor la deformarea plastică prin ambutisare.

5. Proiectarea și realizarea unui captor de forță cu transductoare tensometrice rezistive în vederea studierii influenței vibrațiilor asupra forței de deformare.

6. Proiectarea vibropresei hidraulice VPH-20 în vederea realizării ei în cadrul întreprinderii „Flamura Roșie” din Sibiu. Instalația a fost concepută ca o presă hidraulică cu masă vibratoare astfel încât vibrațiile să fie introduse coliniar cu forța statică de deformare. Mișcarea dinamică este introdusă de un vibrator cu reacțiune scos din poziția de echilibru pe cale hidraulică. Presa este destinată vibroambutisării cilindrice și conice a pieselor de dimensiuni mici, în special pentru reperele corp și capace aferente articolelor de scris.

7. Proiectarea vibropresei hidraulice VPH-100 în vederea realizării ei în cadrul întreprinderii „Emailul Roșu” din Mediaș. Este tot o presă hidraulică, dar total diferită de precedenta, realizând mișcarea dinamică prin intermediul culisorului a cărui grup distribuitor - motor hidraulic este construit pe principiul unui amplificator proporțional. Soluția adoptată este originală. În plus, presa mai este dotată cu un vibrator de tip rigid montat pe masa preseii și care antrenează, în mișcare dinamică torsională, placa activă. Presa este destinată ambutisării reperelor din grupa articolelor casnice, aflate în fabricație curentă la întreprinderea nominalizată.



### C. In domeniul cercetării experimentale

1. Determinarea influenței vibrațiilor asupra forței statice de deformare s-a făcut în primul rând prin ordonarea variabilelor independente (parametrii reglabili) după mărimea efectului produs asupra acestuia, pentru prima și cea de a doua operație de ambutisare, stabilindu-se factorii cu acțiune principală și cei cu acțiune secundară. Au fost stabilite nivelele caracteristice ale parametrilor de reglare care determină minimizarea forței, ca funcție de răspuns, în urma rulării unui program de calcul, scris în limbaj BASIC, pe microcalculatorul M 118. În faza următoare au fost stabilite modelele matematice deduse pe baza analizei de regresie și verificate prin analiza de corelație, în vederea evidențierii dependenței între funcția de răspuns - forța - și variabilele independente, tot în urma rulării unui program de calcul (programul PS2R din biblioteca ANACORES). Pe baza modelelor matematice au fost stabilite direcțiile de optimizare ale procesului, pe două căi, și anume: prin delimitarea zonei de optim cu ajutorul dreptelor de regresie și prin rularea unui program de calcul, scris în limbaj BASIC, pe microcalculatorul M 118. S-a evidențiat scăderea forței statice de deformare odată cu creșterea vitezei dinamice și cu scăderea vitezei statice de deformare.

2. Evidențierea influenței introducerii vibrațiilor în matrița de ambutisare asupra gradului de deformare prin stabilirea valorilor minime ale coeficientului de ambutisare pentru diferite posibilități de antrenare în mișcare dinamică a elementelor active. Sînt soluționate, funcție de grosimea relativă a materialului semifabricatului, situațiile în care vibroambutisarea se execută în condițiile reținerii materialului semifabricatului sau cînd această reținere nu este necesară, pentru prima operație de ambutisare. Pentru cea de a doua operație de ambutisare sînt stabiliți coeficienții minimi de ambutisare pentru cazurile în care deformarea decurge fără reținerea materialului semifabricatului. În toate situațiile, coeficienții de ambutisare în condițiile utilizării vibrațiilor au rezultat mai mici, deci gradul de deformare a crescut, decît în cazul ambutisării convenționale.

3. Determinarea repartizării deformației de-a lungul peretelui piesei ambutisate a condus la evidențierea unei distribuții mai uniforme și a unei subțieri mai puțin pronunțate în zona de racordare a peretelui lateral cu fundul piesei ambutisate în condițiile utilizării vibrațiilor. Aceasta se prezintă ca o consecință firească la scăderea forței de deformare.

4. Stabilirea influenței introducerii vibrațiilor asupra rugozității suprafeței și prelucrarea rezultatelor experimentale în același mod cu cel urmat în cazul analizării forței de deformare. Au fost

determinați coeficienții aferenți modelului matematic al rugozității, verificată concordanța dintre modelul dedus și setul de date experimentale, iar în final, stabilite unele direcții de optimizare pe baza cărora au rezultat legături între valoarea funcției de răspuns și parametrii mișcării vibratorii. S-a obținut o rugozitate îmbunătățită odată cu creșterea mărimilor vitezelor statică și dinamică.

5. Determinarea influenței vibrațiilor introduse în matrița de ambutisare, asupra microstructurii pieselor ambutisate a condus la stabilirea unui grad de întărire mai mic la piesele vibroambutisate comparativ cu cel aferent pieselor ambutisate convenționale. Valoarea minimă a fost determinată în cazul utilizării vibrațiilor torsionale.

6. Odată cu introducerea vibrațiilor în matrița de ambutisare puterea absorbită din rețea a fost mai judicios consumată, raportată la forța de deformare, în comparație cu cea consumată în cazul unei ambutisări convenționale. Pentru evidențierea acestui fapt a fost definit un indice de utilizare a puterii.

Se poate, deci, spune că introducerea vibrațiilor de joasă frecvență în matrița de ambutisare a condus la îmbunătățirea condițiilor de deformare prin scăderea forței, creșterea gradului de deformare, o repartizare mai uniformă a deformației de-a lungul peretelui, alături de îmbunătățirea microgeometriei piesei ambutisate. Ca urmare, utilajele de vibropresare au dimensiuni de gabarit mai reduse, numărul operațiilor succesive de ambutisare este mai mic, posibilitatea ca piesele vibroambutisate să se rupă în zona periculoasă se micșorează, iar întărirea materialului este diminuată.

Desigur, în domeniul materialelor greu deformabile, vibroambutisarea constituie un domeniu nou de cercetare care, abordat, poate conduce la rezultate surprinzătoare în legătură cu plasticitatea acestora. Tot de viitor se arată a fi și vibroambutisarea în condițiile antrenării în mișcare dinamică a plăcii de apăsare a semifabricatului. Ca urmare, autorul își exprimă speranța că cercetarea cuprinsă în teza de doctorat va contribui la elaborarea de noi studii în domeniul vibroambutisării, domeniu modern și eficient de prelucrare cu resurse de creștere a eficienței economice.

## B I B L I O G R A F I E

1. x x x Programul directivă de cercetare științifică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981-1990 și direcțiile principale până în anul 2000. București, Editura politică, 1979.
2. NICOLAE CEAUSESCU Raport la cel de al XIII-lea Congres al Partidului Comunist Român. București, Editura politică, 1984.
3. ABRASKIN, A.M. Ustroistvo dlia usillia ștampovki. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 774962.
4. ACU, D., BRINDASU, D. și BOLOGA, O. Aplicarea metodei elementului finit la studiul proiectării unor scule. In: A V-a conferință națională de mașini-unelte, București, 1984.
5. ACZEL, O. și BOZAN, CORNELIA Dislocațiile și frecarea internă la metale. Timișoara, Editura Facla, 1974.
6. ADLER, I.U.P., MARKOVA, E.V. și GRANOVSKY, I.U.V. The design of experiments to find optimal conditions. Moscow, Mir Publishers, 1975.
7. ARAMA, O. Proprietăți privind monotonia șirului polinoamelor de interpolare ale lui S.N. Bernstein și aplicarea lor la studiul aproximării funcțiilor. In: Studii și cercetări de matematică, Cluj, 1957.
8. ATANASIU, N. Aspecte fundamentale ale deformării plastice a metalelor cu ultrasunete. In: B.I.T. Prelucrarea metalelor prin tehnologii neconvenționale, Nr. 2, 1972.
9. ATANASIU, N. Fenomene de înmuiere și de durificare acustică la deformarea plastică a metalelor cu ultrasunete. In: B.I.T. Prelucrarea metalelor prin deformare plastică, Nr. 8, 1972.
10. ATANASIU, N., DRAGAN, O. și ATANASIU ZOE Influența energiei acustice asupra proprietăților de rezistență ale oțelului carbon OLT 35 prelucrat prin deformare plastică la rece. In: Metalurgia, Nr. 8, 1974.
11. ATANASIU, N. Mecanismul deformării plastice a metalelor la trefilarea sârmelor printr-o matriță conică activată ultrasonice. In: Metalurgia, Nr. 9, 1974.
12. ATANASIU, N. Contribuții privind influența ultrasunetelor asupra comportării metalelor la deformare plastică printr-o matriță conică convergentă. In: Metalurgia, Nr. 6, 1975.

13. ATANASIU, N. Cercetări privind influența ultrasunetelor asupra comportării la deformarea metalelor și aliajelor și asupra proprietăților semifabricatelor deformate. Teză de doctorat, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1976.
14. BAKER, G.S. și CARPENTER, S.H. Deformation under combined static and vibratory stresses. In: Trans.AIME, (236), mai, 1966.
15. BARON, T. Calitatea și fiabilitatea produselor. București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
16. BARON, T. Metode statistice pentru analiza și controlul calității producției. București, Editura didactică și pedagogică, 1979.
17. BASTA, T.M. Transmisile hidraulice de urmărire ale mașinilor (traducere din lb.rusă). București, Editura tehnică, 1961.
18. BELOSEVICI, V.K. și FRIVEL, I.S. Despre noi ungeri tehnologice pentru ambutisare adâncă. In: Kuznecino-štampovocinoe proizvodstvo, Nr.1, 1977.
19. BERCE, P. Cercetări cu privire la optimizarea procesului de aşchiere prin strunjire din punct de vedere dinamic și energetic. Teză de doctorat, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1981.
20. BLAHA, F și LANGENECKER, B. Dehnung von Zink - Einkristallen unter Ultraschalleinwirkung. In: Naturwissenschaften, (42), Nr.20, 1955.
21. BLASEK, S. ș.a. Ambutisarea adâncă a oțelurilor și exigențele în exploatarea piesei presate. In: Storožirenstvi, Nr.9, 1971.
22. BOLOGA, O. și GRUNFELD, ST. Cu privire la corelarea economică a rugozității și toleranței. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.I, 1978.
23. BOLOGA, O ș.a. Contribuții la studiul deformării tablelor subțiri din oțel pentru ambutisare adâncă. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.II, 1979.
24. BOLOGA, O și GRUNFELD, ST. Studiu privind determinarea tensiunilor plane în cazul prelucrării metalelor prin ambutisare. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.III, 1980.

25. BOLOGA, O. Studiu și proiectarea unei instalații pentru vibroambutisarea tablelor subțiri. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol. III, 1980.
26. BOLOGA, O. și TUFUREA M. Tehnologii moderne de presare la rece în contextul economiei de material și energie. Comunicare prezentată la Sesiunea de comunicări științifice a Institutului de învățământ superior din Sibiu, octombrie, 1980.
27. BOLOGA, O. și FRASIE, D. Cu privire la posibilitățile de ghidare ale culisorului preselor cu manivelă de construcție românească. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol. IV, 1981.
28. BOLOGA, O. și BUCUR, V. Set de matrițe experimentale pentru ambutisare cu placă activă vibrată axial. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol. V, 1981.
29. BOLOGA, O. Tehnologia presării la rece. Rotaprint, Institutul de învățământ superior din Sibiu, 1982.
30. BOLOGA, O., TURCU, N. și DUȘE, D. Studii și cercetări asupra ambutisării în câmp ultrasonic. In: A IV-a sesiune de tehnologii neconvenționale, Timișoara, 1983.
31. BOLOGA, O. ș.a. Analiza stării de deformare în piese obținute prin vibroambutisare. In: Al III-lea simpozion național de tensometrie, Timișoara, 1983.
32. BOLOGA, O. Vibroambutisarea tablelor subțiri din oțel. Comunicare la zilele științei-tehnicii sibiene, Sibiu, 1984.
33. BOLOGA, O., STEPIU COSMINA și TURCU, N. Ambutisarea și vibroambutisarea la rece. Rotaprint, Institutul de învățământ superior din Sibiu, 1984.
34. BOLOGA, O., TURCU, N. și DUȘE, D. Probleme și soluții în vibroambutisarea tablelor subțiri. In: Tehnomus, Suceava, 1985.
35. BOLOGA, O., TURCU, N. și Muntean, A. Cu privire la microgeometria suprafețelor pieselor obținute prin vibroambutisare. In: Tehnomus, Suceava, 1985.
36. BOLOGA, O. și TURCU, N. Direcții de cercetare în deformarea plastică prin vibroambutisarea la rece a tablelor subțiri din oțel. In: Tehnomus, Suceava, 1985.
37. BRENER, W. Tratatul termic ca fază prealabilă a deformării la rece. In: Zeitschrift für Wirtschaftliche Fertigung, Nr. 9, 1961.

38. BRICKNER, K.G. și SPAEDER, C.E. jr. Oțeluri inoxidabile cu plasticitate îmbunătățită. In: Metals Engineering Quarterly, (12), 1972.
39. BUTLER, E.D., NORTH, D. și DAVIES, G.M. Proprietățile metalurgice ale foilor de tablă de oțel subțire pentru atelierele de presare. In: Sheet Metal Industries, nr.11, 1971.
40. BURKHARD, A. Stand der Technik von Hochgeschwindigkeitsverfahren der Werkstoffbearbeitung. In: Werkstattstechnik, (66), nr.11, 1976.
41. BUZDUGAN, GH. și BLUMENFELD, M. Tensometrie electrică rezistivă. București, Editura tehnică, 1966.
42. BUZDUGAN, GH. FETCU, I. și RADES, M. Vibrații mecanice. București, Editura didactică și pedagogică, 1979.
43. BUZDUGAN, GH., MIHAILESCU, ELENA și RADES, M. Măsurarea vibrațiilor. București, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1979.
44. CAZIMIROVICI, E. Teoria deformării plastice. București, Editura didactică și pedagogică, 1981.
45. CHICHERNEA, V. ș.a. Modele matematice și pachote de programe cu aplicații în economie. Rotaprint, Academia „Stefan Gheorghiu” din București, 1979.
46. CHISIU, ALEX. ș.a. Organe de mașini. București, Editura didactică și pedagogică, 1981.
47. COENDOZ, G. Dispositif d'oscillation pour machine. Brevet de invenție, Elveția, Nr. 598494.
48. CONSTANTINESCU, I., GOLUMBOVICI, D. și MILITARU, C. Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice. București, Editura tehnică, 1980.
49. CONSTANTINESCU, V.N. ș.a. Lagăre cu alunecare. București, Editura tehnică, 1980.
50. CORNELI, H. Verschleissmindernde Massnahmen an Schneidund Umformwerkzeugen. In: Werkstatt und Betrieb, Nr.3, 1980.
51. CORNUȚ, A. Metodă simplificată de calcul a unui captor de efort. In: Lucrările cele de a IV-a conferințe de vibrații în construcția de mașini, Timișoara 1982.
52. DANȚEA, I. Metode de optimizare. Cluj-Napoca, Editura Dacia, 1976.
53. DAWSON, R.J. și SERRICKLAND, K. The industrial exploitation of explosive forming. In: V.S.E. High-Energy Rate Meth. Form, Weld and Compact. Conf. Leeds, 17/1-17-3. 1973.

54. DEACU, L. Contribuții la creșterea preciziei de prelucrare prin rectificare. Teză de doctorat, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1970.
55. DEACU, L. și PAVEL, GH. Vibrații la mașini-unelte. Cluj-Napoca, Editura Dacia, 1977.
56. DEACU, L. și POP, I. Hidraulica mașinilor-unelte. Rotaprint, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1983.
57. DIETER, G.E. Metalurgie mecanică (traducere din lb. engleză - S.U.A.), București, Editura tehnică, 1970.
58. DOEHRING, R.D. Verwendung fester Schmiermittel bei der plastischen Umformung. In Werkstatt und Betrieb, Nr. 10, 1971.
59. DOROHIN, S.A., VITVINOVA, T.I. și TIULENEV, A.V. Pul'siruiugiiaia v'it'iajka polih korobciotih detalei. In: Kuznecino - ștampovocinoc proizvodstvo, Nr. 3, 1986.
60. DRAGANOV, A.H. și MARINOV, M.T. Mehanicina presa za obratovane na metali i drugi materiali cerez plasticina deformacija s gop'lnitelano v'zdeistvie na nasocieni treptenija. Brevet de invenție, R.P.B., Nr. 26978.
61. DRAGOMIR, E. Contribuții la tehnologia de prelucrare prin eroziune electrică a produselor din carburi metalice. Teză de doctorat, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1985.
62. DRAGAN, I. Tehnologia deformărilor plastice. București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
63. DRAGAN, O. Cercetări privind tragerea la rece a țevilor pe dop activat ultrasonic. Teză de doctorat, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1974.
64. FISCHER, F., SCHMIDT-THOMAS, K.H. și SEUL, V. Influența microsuprafeței asupra comportării tablelor subțiri la ambuțisare. In : Stah und Eisen, Nr. 22, 1960.
65. GAFITANU, M ș.a. Organe de mașini, vol. I și II. București, Editura tehnică, 1981, 1983.
66. GADEA, SUSANA și PĂBRESCU, MARIA Metalurgie fizică și studiul metalelor, vol. I, II și III. București, Editura didactică și pedagogică, 1979, 1980, 1983.
67. GELEJI, A. Bildsame Formung der Metalle in Rechnung und Versuch. Berlin, Akademie Verlag, 1960.
68. GERU, N. Teoria structurală a proprietăților metalelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1980.
69. GLUCK, A. Modele matematice în industria chimică. București, Editura tehnică, 1971.

70. GOLUBEV, T.M. Cercetare experimentală a curgerii plastice la refularea cu vibrații între plăci plan-paralele. In: Izv.VUZ Cernaia metalurghia, Nr.2, 1967.
71. GOLUBEV, T.M. și IAVOROVSKII, V.H. Ob optimalnih parametrah vibracionih ustanovok dlia formoizomerenia. In: Kuznecino-šampovocinoe proizodstvo, Nr.11, 1968.
72. GRUMBACH, M. și POMEY, G. Studiul ambutisării tablelor subțiri prin încercarea cu pământul Fukuy. In: Comunicările prezentate la sesiunea de toamnă a societății franceze de metalurgie, Paris, octombrie, 1961.
73. GRUMBACH, M. și SANZ, G. Influence de quelques paramètres sur les courbes limites d'emboutissage. In: Revue de Metallurgie, (69), Nr.4, 1972.
74. GRUNFELD, ST. și BOLOGA, O. Considerații privind influența geometriei elementelor active la stabilirea uzurii matritelor de ambutisare. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.IV, 1981.
75. GUBKIN, S.I. ș.a. Osnovi teorii obrabotki metallov davleniem. Moskva, Maghiz, 1959.
76. HALBERG, N. Procedee neconvenționale de prelucrare prin deformare plastică a metalelor și aliajelor. In: Prelucrarea metalelor prin tehnologii neconvenționale, Nr.2, 1973.
77. HANDBA - LUCA, V. și STOICA, I.A. Introducere în teoria mecanismelor, vol.I și II. Cluj-Napoca, Editura Dacia, 1982, 1983.
78. HANSEN, N. și TREIS, H. Metallumformung unter Anwendung von Schwingungen. In: Bänder, Bleche, Rohre, (9), Nr.10, 1968.
79. HARRIS, C. și CREDE, CH. Socuri și vibrații, vol.I, II și III (traducere din lb. engleză-S.U.A.). București, Editura tehnică, 1969.
80. HUSAROV, P.V. și PANOV, A.A. Issledovanie proțessa magnitoinpulsnoi šampovki tonkolistovih materialov cerez elasticiniium sredu. In: Kuznecino-šampovocinoe proizodstvo, Nr.3, 1979.
81. IAKUBOVICI, V.P. și GAIDMAR, O.L. Gidravlicheskoie vibracionoe ustroistvo. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 693713.



82. ICLANZAN, T. ș.a. Criterii de adaptare a echipamentelor tehnologice la procesele de ambutisare activate ultrasonice. In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
83. ICLANZAN, T. și SEICULESCU, V. Echipament pentru ambutisare în câmp ultrasonic. In: Comunicările celei de a IV-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1981.
84. ILIESCU, C. și BOIANGIU, GH. Cercetări privind raza de strunjire a muchiei plăcii active a matrițelor de ambutisare cu inel plan de strângere a semifabricatului. In: Construcția de mașini, Nr.1, 1973.
85. ILIESCU, C și MARTINESCU, I Cercetări privind precizia la înălțimea pieselor obținute din tablă de oțel prin ambutisare cu reținerea combinată a semifabricatului. In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
86. ILIESCU, C. și MARTINESCU, I. Cercetări asupra preciziei la grosimea pieselor obținute în table de oțel prin ambutisare cu reținerea combinată a semifabricatului. In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
87. ILIESCU, C. Tehnologia presării la rece. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
88. ILIESCU, D.V. și VODA, V.GH. Statistică și toleranțe. București, Editura tehnică, 1977.
89. IONESCU, D.GH. Introducere în hidraulică. București, Editura tehnică, 1977.
90. ISACENCO, E.I. Dezvoltarea tehnologiei ștanțării. In: Kuznecovocinae proizvodstvo, Nr.11, 1977.
91. ISCOVICI-LOTORKII, R.D. Vibraționni press. Brevet de invenție, J.R.S.S., Nr. 664735.
92. IZUMI, O., OYAMA, K. și SUZUKI, Y. On the superimposing of ultrasonic vibration during compressive deformation of metals. In: Trans.Jap. Inst.Mat., (7), Nr.3, 1966.

93. IZUMI, O., OYAMA, K. și SUZUKI, Y. Effect of superimposed ultrasonic vibration on compressive deformation of metals. In: Trans. Jap. Inst. Mat., (7), Nr.3, 1966.
94. KARNOV, M.IA. și VORONIN, A.A. Mechanical working by the vibration method. In: Metal Treatment and Drop Forging, (28), Nr.192, 1961.
95. KLIMOV, N.I., MAHRIAIEV, A.F. și BOLOHIN, G.V. Sistema upravleniia vibraționnīm pressom. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr.664734.
96. KONOVALOV, E.G. ș.a. Influența ultrasunetelor asupra proprietăților mecanice ale metalelor la alungire. In: Vestnik mașinostroiēniia, (45), Nr.8, 1965.
97. KONOVALOV, E.G. Cercetarea influenței oscilațiilor de înaltă frecvență la torsionarea statică a unor metale și aliaje. In: Dokladi Akademii Nauk SSSR, (9), Nr.2, 1965.
98. KRISTOFFY, I. Metal forming with vibrated tools. In: Trans. ASME Journal of Engineering for Industry, Nr.11, 1969.
99. KRUSE, E.O. Mit einer einstellbaren Sandzuteilvorrichtung versehene Press-Formmaschine. Brevet de invenție, R.F.G., Nr. 1289954.
100. LANGE, K. Aktuelles Stadium und Entwicklung der Umformungstechnik. In: Industrie - Anzeiger, (95), Nr.11, 1972.
101. LANGENECKER, B. Work hardening of zinc crystals by high amplitude ultrasonic waves. In: Proc. ASTM, (62), 1962.
102. LANGENECKER, B. Effect of sonic and ultrasonic radiation on safety factors of rockets and missiles. In: AIAA Journ. (1), Nr.1, 1962.
103. LANGENECKER, B., FOUNTAIN, C.W. și JONES, V.O. Ultrasonics and aid to metal forming? In: Metal Progr. (85), Nr.4, 1964.
104. LAZARESCU, I și SEBȚIU, G. Proiectarea ștanțelor și matrițelor București, Editura didactică și pedagogică, 1973.
105. LAZARESCU, I., DRACU, L., FARALAGA, I., SEBȚIU, COSMINA și BOLOGA, O. Cercetări cu privire la vibroprelucrarea la rece a metalelor. In: Buletinul științific al Institutului politehnic din Cluj-Napoca, vol. XXIII, 1980.

106. LAZARESCU, I., STETIU, COSMINA, BOLOGA, O., TURCU, N. și DUSE, D. Vibroambutisarea - un nou procedeu de deformare plastică. In: A V-a sesiune de comunicări tehnicoștiințifice, Intreprinderea mecanică Cugir, 1984.
107. LAZARESCU, I., STETIU, COSMINA, BOLOGA, O., TURCU, N. și DUSE, D. Presă industrial - experimentală pentru vibroambutisare. In: A V-a sesiune de comunicări tehnicoștiințifice, Intreprinderea mecanică Cugir, 1984.
108. LITVINENKO, D. Unele particularități ale elaborării oțelului pentru ambutisare adâncă. In: Stal, Nr.12, 1957.
109. LEWIS, E.E. și STERN, H. Sisteme automate hidraulice (traducere din lb.engleză - S.U.A.). București, Editura tehnică, 1968.
110. LORENTZ, G.G. Bernstein polynomials. Toronto, University of Toronto - Press, 1953.
111. LUEG, W., și FUNKE, P. Das Böhnen von Standpunkt der Fleissgrenze das dresieren und gealterten Bleche aus Stahl für Tiefziehen. In: Stahl und Eisen, Nr.14, 1959.
112. LUPAS, LUCIANA A property of the S.N.Bernstein operator. In: Mathematica, (32), Nr.9, 1967.
113. MAJEWSKI, L. Tłoczenie powłok cienkości unych z zastosowaniem ruchu dragajacego narzędzia. In: Zesz.nauk.P. Łodz, Nr.312, 1979.
114. MANG, T. și NEUMANN, W. Das Schmieren im Umformungsprozess. In: M.M. Maschinenmarkt, Nr.3, 1971.
115. MARKLEY, J.J. Vibration - assisted forming - the comercial breakthrough at lest? London, Northem Editor.
116. MATEI, GH. Compactizarea pulberilor metalice sub influența energiei vibrante. Teză de doctorat, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1970.
117. MATVEEV, I.I.B. ș.a. Opitno - promislennii obrabet vibropressa ivpm usliem 2o tf. In: Kuznecino - stampovocinoe proizvodstvo, Nr.5, 1978.
118. MATVEEV, I.I.B. și IAKUBOVICI, V.P. Ghidravliceskii privod udarnogo deistvıa, upravliaemıi odnokaskainım klapanom - pul'satorom. In: Kuznecino - șampovocinoe - proizvodstvo, Nr.4, 1979.
119. MATVEEV, I.I.B. ș.a. Pul'sator. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 593 793.
120. MATVEEV, I.I.B. ș.a. Pul'sator. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 620322.

121. MATVEEV, I.U.B., IVANOV, M.E., și IAKUBOVICI, V.P. Ghidravlice-  
koe vibraționnoe ustroistvo. Brevet de inven-  
ție, U.R.S.S., Nr.624692
122. MEYER -NOLKEMPER, H. Die Charakteristiken der Stanzausstattun-  
gen. In: Werkstattstechnik, Nr.5, 1972.
123. MINAI, A. și NEACȘU, V. Tehnica fotoreproducerii în poligra-  
fie. București, Editura tehnică, 1967.
124. MILLEA, A. Măsurări electrice-principii și metode. Bucu-  
rești, Editura tehnică, 1980.
125. MISIEK, J și ZAPALOWICZ, W. Tłoczenie wibracyjne blach. In:  
Zesz. nauk. A.G.H., Nr.728, 1979.
126. MIZUNO, T. și KATAOKA, H. A study of the lubrication mechanism  
in deep drawing. In: Bulletin of the JSME,  
Nr.180, 1980.
127. MOCANU, D.R., BUGA, M. și GEORGESCU, C. Determinarea experi-  
mentală a eforturilor unitare. Rotoprint,  
Ministerul Transporturilor și Telecomunica-  
țiilor, București, 1966.
128. MORARU, V., ISPAS, C. și RUSU, ȘT. Vibrațiile și stabilita-  
tea mașinilor unelte. București, Editura  
tehnică, 1982.
129. MORI, T. și UCHIDA, Y. Effects of vibration on the blank  
holder in cup drawing. In: Proc. 21<sup>st</sup> Int.  
Mach. Tool. Des. and Res. Conf., Swansea, 1980,  
London - Basingstoke, 1981.
130. MÜLLER, E. Lubrifierea în procesele de deformare plasti-  
că. In: Prelucrarea metalelor prin deformare  
plastică, Nr.3, 1974.
131. MUNSTER, A. Aktuelles Stadium im Bereiche der Schmiermittel  
für plastische Kaltumformung. In: M.M. Maschine-  
markt, Nr.8, 1973.
132. NALINOV, V.V. și CERNOVA, N.A. Statisticeskie metody planirova-  
nia ekstremalnih eksperimentov, Moskva,  
Izdatelstvo Nauka, 1965.
133. NANU, A. Tehnologia materialelor. București, Editura  
didactică și pedagogică, 1977.
134. NANU, A., BOLOGA, O., TURCU, N. și DUȘU, D. Cercetarea, proiecta-  
rea și realizarea unui stand pentru prelucra-  
rea prin vibroambutisarea tablelor subțiri. In:  
Buletinul științific al Institutului de învățămînt  
superior din Sibiu, vol.VI, 1982.

135. NANU, A., BOLOGA, O., TURCU, N., și DUȘE, D. Prelucrarea prin vibroambutisare a tablelor subțiri. Comunicare la sesiunea de comunicări și referate, Aiud, 1983.
136. NANU, D., BOLOGA, O. și PUIA, T. Studiul comparativ asupra prelucrării plăcilor tăietoare ale ștanțelor realizate prin aşchiere și respectiv eroziune electrică. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.II, 1979.
137. NEVILL, G.E. și BROTZEN, F.R. The effect of vibration on the static yield strength a low - carbon stel. In: Proc.Amer. Soc. Testing Mat., (157), 1957.
138. NICOLAEV, V.P. ș.a. Impul'snii gidroprivod mașinii udarnogo deistvia. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr.773889.
139. OEHLER, G. Das Kaltumformen von Blechen unter schlagziehpressen. In: Mitt.Forsch.-Ges. Blechverarb., 19/20, 1964.
140. OEHLER, G. Schnitt -, Stanz- und Ziehwerkzeuge. Berlin, Springer, 1973.
141. OELSCHLAGEL, D. Neuere Untersuchungen uber die Ultraschalleinflussung der Kristallplastizitet. In: Act.Plys. Austr., (18), 1964.
142. OLSZAK, W., PERZYNA, P. și SAWCZUK, A. Teoria plasticității (trad.din lb.polonă). București, Editura tehnică, 1970.
143. OPREAN, A. ș.a. Acționări și automatizări hidraulice. Sisteme mecano-pneumo-electrohidraulice. București, Editura tehnică, 1983.
144. OPREAN, A. Hidraulica mașinilor unelte. București, Editura didactică și pedagogică, 1983.
145. OPREAN, A., IONESCU, FL., și DORIN, Al. Acționări hidraulice. Elemente și sisteme. București, Editura tehnică, 1982.
146. OPREAN, C. Contribuții privind optimizarea parametrilor fizici și tehnologici la prelucrările neconvenționale. Prelucrarea prin eroziune electrică cu electrod filiform. Teză de doctorat, Institutul politehnic din București, 1985.
147. PAS'KO, IU., P. ș.a. Pul'sator . Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr.612746.
148. PAVELESCU, D., MIȘAT, M. și TUDOR, A. Tribologie. București, Editura tehnică, 1977.
149. PEACOCK, J. Forming goes ultrasonic. In: Amer.Mach., (105), Nr. 24, 1961.

150. PEARCE, R. Determinarea caracteristicilor tablei pentru ambutisarea adâncă. In: *Sheet metals industries*, Nr.9, 1960.
151. PETRICAN, M.ș.a. Aplicații ale tensometriei în industria lemnului. București, Editura tehnică, 1980.
152. PETUHOV, I. ș.a. Kinematiceskie usloviia deformiruemosti materialov pri pressovanii s nalozheniem ultrazvukovih kolebanii. In: *Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo*, Nr.9, 1982.
153. PISENIN, V.A. ș.a. Pul'sator. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 623623.
154. PISENIN, V.A. ș.a. Ghidropul'sator. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr.626872.
155. POHLMANN, R. și LEHFELDT, E. Influence of ultrasonic vibration on metallic friction. In: *Ultrasonics*, Nr.10, 1966.
156. POMEY, S. Formarea tablei. In: *Revue de Metallurgie*, Nr.4, 1972.
157. POPOVICI, I. și SPOREA, I. Modificări structurale la deformarea plastică la rece a oțelurilor carbon de calitate. In: *Comunicările celui de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece*, Institutul politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, 1978.
158. POPOVICIU, T. Sur l'approximation des fonctions convexes d'ordre supérieur. In: *Mathematica*, (10), 1935.
159. POPOVICIU, T. Sur la conservation de l'allure de convexité des fonctions par interpolation. In: *Anuarul științific al Universității "Al.I.Cuza" din Iași*, (14), 1968.
160. POTURAEV, V.N. și MIRONIUK, A.F. Issledovanie proțessa viubki na ghidravlicheskih pressah s primeneniem vibrații. In: *Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo*, Nr.11, 1969.
161. PRISCEPIONOV, L.A., MELNIC, V.A. și RIAGIZOV, A.P. Cercetări experimentale asupra modelului de presă pentru curățirea prin vibrații, Model I.M.-61. In: *Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo*, Nr.9, 1972.
162. READ, T.A. Internal friction of single metal crystals. In: *Phys. Rev.*, (58), 1940.
163. REZA, I.D. ș.a. Probleme de statistică rezolvate pe calculator. Timișoara, Editura Facla, 1984.

164. RIBKIN, N.I., HANKOV, V.I. și TRUȘEIKIN, F.I. Stamp dlia pulsiruluișiei vîtlajki. Brevet de invenție, U.R.S.S., Nr. 876472.
165. ROBERTS, W. și BERGSTROM, J. Der Einfluss der Korngrösse auf die Friessgrenze und Verformung des Eisens. In: Zeitschrift für Metallkunde, Nr. 7, 1965.
166. ROMANOVSKI, V.P. Situația actuală și tendințele de dezvoltare a producției de piese obținute prin presare și ștanțare la rece. In: Buletinul construcțiilor de mașini, Nr. 7, 1965.
167. ROMANOVSKI, V.P. Ștanțarea și matrițarea la rece (trad. din lb. rusă). București, Editura tehnică, 1970.
168. ROSINGER, ST. Tehnologia presării la rece. Rotaprint, Institutul Politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1977.
169. ROSINGER, ST., SEICULESCU, V. și ICLANZAN, T. Cu privire la unele aspecte ale cotării componentelor ștanțelor In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
170. ROSINGER, ST. Tendințe actuale în domeniul prelucrărilor prin presare la rece. In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de presare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
171. ROS, OLIMPIA Cercetări cu privire la prelucrarea prin deformare a alezajelor lungi. Teză de doctorat, Institutul politehnic din Cluj-Napoca, 1982.
172. ROSCA, A. Determinarea capacității de ambutisare a tablelor. Rotaprint, Institutul de cercetări și proiectări pentru tehnologia construcțiilor de mașini, 1975.
173. ROTARU, ST. Procedee moderne de ambutisare a pieselor cu profil sferic „Hydroformare” In: Comunicările celei de a III-a conferințe de procese și utilaje de prelucrare la rece, Institutul politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, 1978.
174. SALESKII, V.I. și VOLKOV, I.P. Cercetarea deformării metalelor la refularea cu vibrații. In: Ciornia metallurghia, Nr. 9, 1965.
175. SEVERDENKO, V.P. și KLEBOVICI, V.V. Repartizarea pe înălțimea epravei a deformației la refularea în câmp ul trasonic. In: VUZ Cernaia metallurghia, Nr. 1, 1965.

176. SEVERDENKO, V.P. Trecerea în revistă a stadiului actual al teoriei prelucrării metalelor prin deformare plastică. In: Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo, Nr.9, 1970.
177. SEVERDENKO, V.P. Influența solicitării prin vibrații asupra parametrilor energetici în cazul matrițării. In: Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo, Nr.11, 1970.
178. SEVERDENKO, V.P., PASČENKO, V.S. și KOSBUTKII, B.S. Listovaia ștampovka s ultrazvukom, Minsk, Nauka i tehnica, 1975.
179. SIEBEL, E. Beeinflussung der Formgebungsverfahren durch schwingungen. In: Mitt, Forsch.-Ges. Blechverarb., Nr.24, 1953.
180. SIZOV, E.S. ș.a. Posibilitățile și particularitățile procesului de ambutisare adâncă cu contrapresiune. In: Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo, Nr.9, 1971.
181. SIZOV, E.S. ș.a. Izgotovlenie tonkostennih polih detalei iz lista pul'siruiuşciei vitiakoi s gofroobrozovaniem. In: Kuznecino - ștampovocinoe proizvodstvo, Nr.1, 1972.
182. SIZOV, E.S., DOROHIN, G.A. și RAZUMILOV, V.D. Izgotovlenie polih detalei pul'siruiuşciei vitiakoi s gofroobrozovaniem i nagrevom flanşa zagotovki. In : Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo , Nr.3, 1972.
183. SOGRISKIN, I.P. Deformarea metalelor cu ajutorul vibrațiilor. In: Metallovedenie i termiceskaia obrabotka metallov, Nr.1, 1959.
184. SOROKIN, I.N. Unele probleme privind deformarea tabelelor metalice prin metoda de tragere pe calapod cu vibrații. In : Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo, Nr.4, 1966.
185. STANCOVIC, P. Static-dynamic forming. Principles and some characteristics. In: Metal Treatment and Drop Forging, (25), Nr. 159, 1958.
186. STOROJEV, M.V. și POPOV, E.A. Teoriia obrabotki metallov darleniem. Moskva, Vissiaia škola, 1963.
187. SOFMAN, L.A. Osnovî rasceta profesorov ștampovki i pressovanîia. Moskva, Mezghiz, 1961.
188. SEBERU, G. Tehnologia matrițării și ștanțării la rece. Rotaprint, Institutul politehnic din Cluj-Napoca. 1969.



189. TEODORESCU, M. Cercetări privind capacitatea de ambutisare a tabelor subțiri. In: Metalurgia, Nr.6, 1979.
190. TEODORESCU, M. Aspecte de bază legate de aprecierea prelucrabilității prin ambutisare a tablelor subțiri. In: Construcția de mașini, Nr.5, 1982.
191. TEODORESCU, M. și ZGURA, GH. Tehnologia presării la rece. București, Editura didactică și pedagogică, 1981.
192. TEODORESCU, M. ș.a. Elemente de proiectare a ștanțelor și matrițelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1984.
193. THEOCARIS, P.S. ș.a. Analiza experimentală a tensiunilor, vol. I și II. București, Editura tehnică, 1976, 1977.
194. TIROH, M. Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsurare. București, Editura tehnică, 1976.
195. TIROH, M. Analiza preciziei de estimare a funcțiilor aleatoare. București, Editura tehnică, 1981.
196. TISKOVSKII, B.S. ș.a. Vibrationnfi press. Brevet de invenție. U.R.S.S., Nr.770636.
197. TOELER, A. Al treilea val (trad.din lb. engleză - S.J.A.). București, Editura politică, 1980.
198. TOMLENOV, A.D. Calculul grosimii critice a stratului de lubrifiant la prelucrarea metalelor prin deformare plastică. In: Kuznecino-štampovocinoe proizvodstvo, Nr.2, 1972.
199. TUTUREA, H. și BOLOGA, O. Aspecte privind optimizarea tehnologiei de fabricație prin deformare plastică la rece a cilindrului din tablă groasă de oțel. In: Buletinul științific al Institutului de învățământ superior din Sibiu, vol.IV, 1981.
200. VASILIEV, B.L. Prelucrarea plastică a metalelor prin vibrație. In: Vestnik mašinostroeniia, Nr.1, 1962.
201. VOCEL, M. Problema deformării plastice a metalelor prin vibrație. In: Storožinska výroba, Nr.1, 1965.
202. VOLNY, B. Zpusob tvareni a obvereni a vezizeni k provedeni tohoto zpusobu. Brevet de invenție, R.S.G., Nr. 134053.
203. WANYOZEK, C. Influența acriunii grupților asupra proprietăților tehnologice ale tablelor de ambutisare din oțel. In: Metalurgia, Nr.5, 1969.
204. WEICHERLE, H.J. Energie einsets elektrohydraulischen Umformen. In: VSE-Z, (119), Nr.3, 1977.
205. WEGMULLER, W. Ausgleichung durch Bernstein-Polynome. Mitt. Verein. Schweiz. Versich.-Meth, (36), 1938.

206. WITELY, R.L., WISE, D.E. și BILKWEDE, D.J. Anizotropia, o caracteristică a capacității de ambutisare. In: Sheet Metals Industries, Nr.5, 1961.
207. WILSON, E.L. Programul SAP 2. Berkley University - S.U.A., 1971.
208. JOUNG, A.W. Metals grain new formability with ultrasonic boost. In: Iron Age, (195), Nr.12, 1965.
209. ZAAT, J,N, Cercetări asupra încercării de ambutisat cupe după metoda Swift. In: Sheet Metal Industries, Nr.11, 1961.
210. ZIENKIEWICZ, O.C. The finite element method, London, Groope M.Graw-Hill, 1977.
211. ZGURA, GH. Cercetări privind creșterea gradului de deformare la ambutisarea adâncă. In: Revista de mecanică aplicată, Nr.5, 1975.
212. ZGURA, GH., CIOCIRDIA, C. și BUDE, G. Prelucrarea metalelor prin deformare la rece. București, Editura tehnică, 1977.
213. x x x Ambutisarea hidraulică. In: La pratique des industries mecaniques, Nr.9, 1964.
214. x x x Ultrasonic metal forming inching toward full shop status. In: Steel, (156), Nr.11, 1965.
215. x x x Sonic forging press is a possibility. In: Metalworking Prod., (109), Nr.11, 1965.
216. x x x Aktuelles Stadium der Konstruktion und Entwicklungstendenz des hydraulischen Pressen. In: Werkstattstechnik, Nr.6, 1971.
217. x x x Chemisches Überziehen bei dem Kaltumformen der rostfreien Stähle. In: Industries Anzeigen, Nr.5, 1972.
218. x x x Anacores - manual de utilizare. Rotaprint, Institutul central pentru conducere și informatică, București, 1985.
219. x x x Studiul prelucrării prin vibroambutisare a tablelor subțiri. Contract de cercetare științifică nr.2 din 1978 încheiat cu Întreprinderea „Emilul Roșu” din Mediaș.
220. x x x Prelucrarea prin vibroambutisare a unor repere de dimensiuni mici. Contract de cercetare științifică nr.12/1983 încheiat cu Întreprinderea „Flamura Roșie” din Sibiu.