

DOINA DEMBINSCHI

TEZĂ DE DOCTORAT

CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA VIBRAȚII A
MAȘINILOR DE ȚESUT. SURSE DE VIBRAȚII ȘI
ZGOMOTE DATORATE MECANISMULUI VĂTALEI

Conducător științific:
Prof. dr. ing. Liviu BRÎNDEU
membru al Academiei de Științe Tehnice

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ"
TIMIȘOARA

TIMIȘOARA 2002

6 2 3 2
6 4 2 6

PREFAȚĂ

Această lucrare s-a născut din dorința de a face o analiză a condițiilor pe care procesul tehnologic de obținere a țesăturii le impune funcționării mașinii de țesut.

Producerea de țesături este o meserie cu tradiție milenară și cu o răspândire mondială. Din acest motiv problemele tehnologice s-au rezolvat la început diferențiat, funcție de natura materiilor prime din zonă, de tradițiile populației și de nivelul de dezvoltare economic și tehnic al zonei respective. Aceste influențe socio-economice au condus la o mare diversitate a soluțiilor tehnice adoptate de constructorii străini de mașini.

În cadrul economiei mondiale actuale, producția de țesături în concurența dură cu cea a tricotajelor și a produselor nețesute, a rămas principala furnizoare pentru industria de confecții textile și a altor industrii utilizatoare.

În România, industria de confecții textile și-a rezolvat o mică parte din problemele economice prin adoptarea sistemului de lucru în lohn, renunțând astfel la furnizarea internă de țesături. În consecință, industria textilă (filaturi, țesătorii) a rămas cu o capacitate supradimensionată față de consumul intern. În plus, dotarea tehnică este depășită moral și lipsită de furnizorii tradiționali de piese de schimb.

De asemenea, reglementările internaționale la care statul a aderat sau urmează să adere impun condiții tot mai severe de creștere a calității produselor și restricții ecologice.

Pe de altă parte, industria națională producătoare de utilaj textil nu a realizat proiecte proprii, ci a asimilat diverse soluții constructive străine.

Literatura de specialitate, în domeniul textil este relativ săracă și în general depășită.

Lipsa de cunoștințe de exploatare, lipsa de fonduri și de piese de schimb a dus la degradarea rapidă a utilajelor.

În aceste condiții, devine importantă dezvoltarea analizei științifice a funcționării, exploatării, reglării, modificării și întreținerii mașinilor de țesut, cât mai corecte, până la o nouă situație de re tehnologizare

În același timp, pentru noile unități, care se înființează ca urmare a restructurării industriei, sunt necesare informații corecte legate de caracteristicile noilor materii prime (domeniu extrem de dinamic) și performanțele noilor generații de utilaje dotate conform ultimelor realizări în domeniul electronicii și automatizării precum și realizările în domeniu introduse de revoluția informațională.

În ceea ce privește parcul de mașini existent se poate arata că ele sunt produse ale industriei constructoare de mașini destinate producerii industriale de țesături, care sunt bunuri de larg consum, realizate din materii prime textile cu caracteristici vâscoelastice. Caracteristicile materiilor prime prelucrate (fire textile) și procedeul de țesere impun condiții specifice de funcționare pentru mașini.

Una dintre cele mai importante condiții este ca sistemele de fire să fie tensionate într-un domeniu limitat care să asigure posibilitatea prelucrării cu organe de lucru ale mașinii, fără ruperi și la viteze mari.

Rolul de supraveghere și de intervenție manuală al muncitorului fac ca dimensiunile mașinii să respecte niște condiții antropometrice.

Mașinile de țesut sunt rezultatul unei evoluții de mii de ani a războiului de țesut manual și conțin soluții tehnice de mare eficacitate, selecționate prin practică. Acestea răspund în același timp și cerințelor impuse de produsele textile care au avut cerere pe piață la momentul respectiv, cât și constrângerilor economice, de modă, și în ultimul timp ecologice din ce în ce mai severe.

Analiza acestor mașini în toată complexitatea lor nu se poate face fără stabilirea unor modele de studiu...

Diversitatea materiilor prime, a destinației țesăturilor, a soluțiilor constructive ale firmelor constructoare de mașini de țesut au făcut ca modelele realizate să introducă multe simplificări.

Din practică se știe că mașinile de țesut funcționează producând niveluri ridicate de zgomot. Aceste noxe afectează starea de sănătate a personalului de deservire și din acest motiv, s-au luat măsuri legale de limitare a lor în toată lumea. Pentru încadrarea în aceste condiții s-a impune depistarea, măsurarea și combaterea cauzelor lor.

Țin să mulțumesc tuturor celor care m-au sprijinit în această activitate, în special Prof. Dr. ing. Liviu Brîndeu, Colectivului din Catedra de Mecanică, conducerii și personalului tehnic din societățile comerciale menționate în lucrare și familiei

CUPRINS

<i>PREFAȚĂ</i>	3
<i>CUPRINS</i>	5
<i>Capitolul 1 IMPORTANȚA MAȘINII DE ȚESUT ÎN INDUSTRIA TEXTILĂ</i>	8
<i>Capitolul 2 STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII CONSTRUCȚIEI MAȘINILOR DE ȚESUT</i>	13
2.1. Scurtă evoluție istorică a mașinii de țesut	13
2.2. Război de țesut și mașină de țesut (convențională și neconvențională)	22
2.3. Caracteristici și performanțe ale mașinilor de țesut	23
<i>Capitolul 3 SURSE DE VIBRAȚII ȘI ZGOMOTE LA MAȘINILE DE ȚESUT</i>	28
3.1. Considerații generale	28
3.2. Surse de vibrații și zgomote la mașinile de țesut	30
3.3. Efecte datorate acționării vătalei	34
<i>Capitolul 4 MECANISME ARTICULATE DE ANTRENAREA A VĂTALEI</i>	35
4.1. Mecanismul vătălă	35
4.2. Mecanism axial și neaxial	37
4.2.1. Mecanism axial	38
4.2.2. Mecanism neaxial	38
4.3. Cinematica mecanismului axial	41
4.3.1. Condiția de axialitate	41
4.3.2. Legile mișcării, vitezei și accelerației punctului de articulație al vătalei	41
4.3.3. Sisteme manivelă-bielă de antrenare a vătalei	42
4.3.4. Exemplu de calcul	43
4.3.5. Planul vitezelor și accelerațiilor	45
4.4. Cinematica mecanismului neaxial	46

4.4.1. Dezaxialitatea mecanismului	46
4.4.2. Determinarea legii mișcării	47
4.4.3. Exemplu de calcul	49
Capitolul 5 ANTRENAREA ÎN MIȘCARE OSCILATORIE A VĂTALEI PRIN SISTEM MANIVELĂ-BIELĂ	51
5.1. Cinematica antrenării vătalei cu bielă normală	51
5.1.1. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor	51
5.1.2. Variația elementelor cinematice ale vătalei	53
Concluzie	54
5.2. Cinematica antrenării vătalei cu bielă scurtă	54
5.2.1. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor	54
Concluzie	63
5.3 Cinematica mecanismul vătală cu dublă lovitură	63
5.3.1. Caracteristici cinematice ale funcționării vătalei	63
5.3.2. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor	65
5.3.3. Variația elementelor cinematice ale vătalei	69
Capitolul 6 MECANISM VĂTALĂ ANTRENAT CU EXCENTRIC SAU CAMĂ	72
6.1 Mecanism vătală antrenat cu excentric	72
6.1.1. Antrenarea cu excentric	72
6.1.2. Condiția de funcționare a mecanismului	77
6.1.3 Construcția mecanismului pentru poziția medie verticală a vătalei	77
6.1.4. Determinarea vitezelor	78
6.1.5. Determinarea accelerațiilor	78
6.2. Mecanism vătală antrenat cu camă	79
6.2.1. Stabilirea profilului camei	80
6.2.2. Modelul de vătală comandat prin camă cu renură	81
Capitolul 7 SIMULAREA PE CALCULATOR A MIȘCĂRII MECANISMELOR VĂTALĂ	86
Concluzii	89
Capitolul 8 DINAMICA MECANISMULUI VĂTALĂ	90
8.1. Cinematica și dinamica suveicii	90
8.2. Calculul torsorului de inerție	97
8.3. Determinarea centrului de percuzie pentru eliminarea șocului dintre vătală și material.	100
8.4. Variația poziției centrului de percuzie	102
Concluzii	104
Capitolul 9 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE	106
9.1. Calculul nivelurilor acustice	106

9.2. Efectele nocive ale zgomotului și vibrațiilor existente în industria textilă și normarea lor.	107
9.3. Metode de reducere a zgomotului și vibrațiilor	110
9.4. Efectuarea măsurărilor	112
Concluzii	115
CONCLUZII FINALE	117
CONTRIBUȚII PERSONALE	119
BIBLIOGRAFIE	120
ANEXĂ	124
Fișierul BAZA.BAS	124
Fișierul VATALA.FRM	126
Fișierul VATALA.VBP	155

Capitolul 1

IMPORTANȚA MAȘINII DE ȚESUT ÎN INDUSTRIA TEXTILĂ

Industria textilă este o ramură a producției materiale și are ca activitate transformarea materiilor prime textile în produse textile, necesare sau utile individului sau societății pentru a-i asigura existența îmbunătățită.

Produsele textile însoțesc și fac parte din istoria omenirii.

Produsul textil este considerat în prezent, un bun material, de obicei de larg consum, rezultat dintr-un proces de fabricație, industrială sau casnică, care prelucrează preponderent materiile prime textile (fibre și fire de origine naturală sau chimică), transformându-le în semifabricate sau produse finite (vată, fire, sfori, ață de cusut, țesături, tricoturi, materiale textile neconvenționale etc...) pentru diverse destinații (materiale de bază și secundare pentru industria de confecții - șușete, încălțăminte, lenjerie de corp, de pat suporturi pentru piele sintetică și alii - locuitori de piele, articole decorative, articole de camping, articole igienico-sanitare, articole tehnice, materiale pentru protecția mediului înconjurător, articole speciale pentru industria spațială și aeronautică, materiale fono și termoizolatoare, articole pentru autoturisme și alte tipuri de autovehicule, vagoane de cale ferată, nave, avioane, materiale agrotextile, etc...), întâlnite practic în aproape toate activitățile umane.

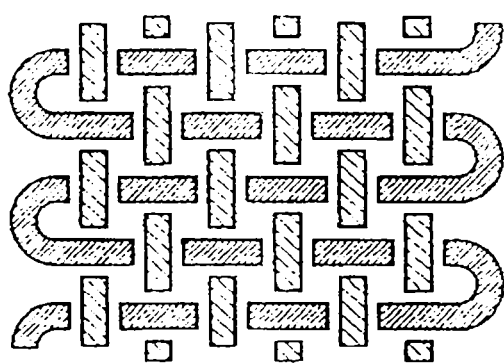


Fig. 1.1a Reprezentarea structurală
a unei țesături pânză

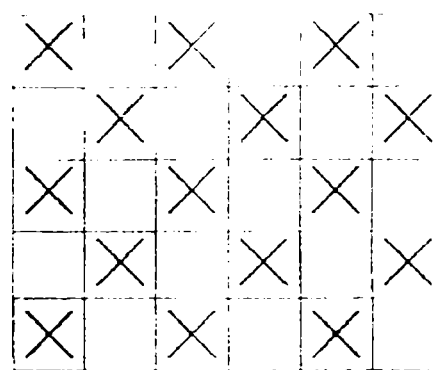


Fig. 1.1b Reprezentare prin
semne convenționale

Produsele textile se pot obține prin procese tehnologice considerate clasice (țesere, tricotare, împletire, etc.) rezultând produse denumite țesături (fig. 1.1a și fig. 1.1b), tricoturi (fig. 1.2), împletituri (fig. 1.3), și prin procedee apărute în ultimul timp denumite generic "neconvenționale".

Produsele textile sunt în marea lor majoritate sub forma de țesături.

În mod obișnuit, prin țesături se înțeleg acele produse textile care se realizează prin procesul de țesere, din materii prime textile, sub forma de fire, utilizând mașini de țesut sau războaie manuale (casnice) și care sunt supuse de regulă unor operații de finisare (spălare, albire, vopsire, imprimare, mercerizare, pârlire, călcare, rolare, etc.).

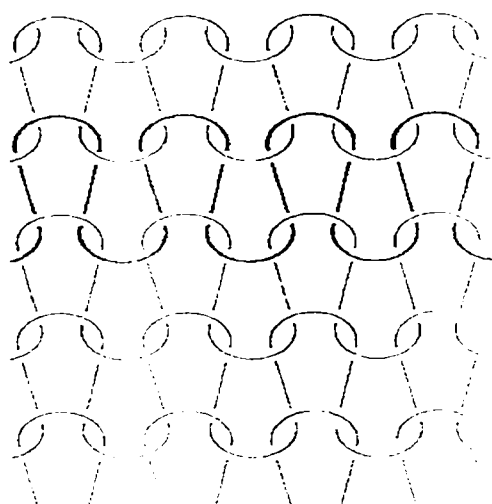


Fig. 1.1. Reprezentarea structurală a unui tricot glat

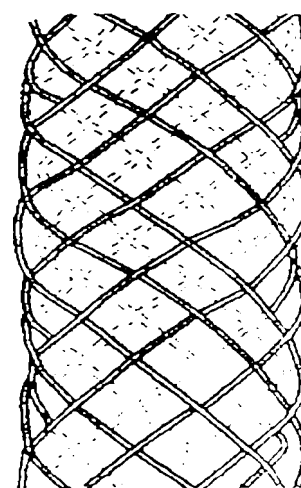


Fig. 1.3 Reprezentarea unei împletituri tubulare

Țesăturile poartă denumiri foarte numeroase. Unele indică domeniul de utilizare: pentru confecții (întăritură, căptușeală, pânză pentru fețe, pânză albă, inserție pentru pulere, manșete, etc.), pentru uz casnic (prosoape, draperii, etc.), pentru industrie (filtre, curele de transmisie, furtun de incendiu, etc.). Altele indică denumiri comerciale consacrate ("Batist", "Etamină", "Doc", "Catifea", "Finet", "Poplin", "Tifon", etc.), nume (de persoane, de localități, de ape, etc.) și codificări în diferite sisteme, etc... [57].

Omul folosește țesăturile de la naștere (scutece) până la moarte (lințoliu) sub diverse forme (confecții, lenjerie de pat, covoare, perdele, prosoape, saci, suporturi pentru piei artificiale, etc.) și cu diverse scopuri (protecție a individului, crearea habitatului social, artistic, etc.), fiind aproape inconștient de prezența lor.

Importanța mașinii de țesut în viața omului și implicit în industria textilă este dată de amploarea utilizării produselor care se realizează prin intermediul lor, de către societatea umană.

În prezent, producerea țesăturilor se realizează în cadrul producției casnice (din ce în ce mai puțin) pe războaie de țesut sau sub formă industrială, în unități productive numite țesători.

Indiferent de modul de obținere al țesăturilor (casnic sau industrial) pentru a putea fi țesute, firele trebuie redepuse pe formate de alimentare specifice războiului de țesut, respectiv procesului de țesere.

Procesul de țesere cuprinde:

- operații de pregătire a firelor pentru țesere care pot fi: sculuire (depănare), dublare, bobinare, răsucire, texturare, înclieiere, urzire, năvădire, canetare etc., executate fiecare de cel puțin un tip de mașină specifică operației.

- operația de țesere propriu zise.

Operațiile preliminare, de pregătire a firelor pentru țesere în cadrul producției industriale se realizează în ateliere de preparare. Numărul și ordinea operațiilor de pregătire sunt dependente de:

- natura materiei prime a firului (de exemplu, tip bumbac, tip lână, tip mătase, tip liberiene. etc.);
- destinația firului (fir de urzeală, fir de bătătură, fire speciale)
- utilajul pe care se execută operația;
- formatul pe care sunt depuse firele la intrarea ei în unitate (scul. cops, diferite tipuri de bobine, mosoare);
- destinația și structura țesăturii.

Operațiile de pregătire a firelor au ca scop:

1. obținerea formatelor de alimentare corespunzătoare mașinilor de țesut (sul de urzeală, canete sau bobine pentru firul de bătătură);

2. îmbunătățirea și controlul calității firelor prelucrate respectiv a țesăturii crude obținută pe mașina de țesut [59], [79]:

creșterea randamentului mașinilor de țesut prin creșterea numărului de alimentări și de ruperi ale firelor.

În ultima perioadă se remarcă o tendință de trecere a o parte din operațiile din preparare spre furnizorii exteriori (filaturi și producători de fire chimice).

Țesătoriile constituie doar verigi intermediare în fluxul de prelucrare a unor materii prime care-și au originea în agricultură sau industria chimică de sinteză și se termină în alte industrii, pe piață (comerț), consum casnic și individual și parțial se recuperează (Tabelul 1.1) [2].

Țesătoria ca unitate separată necesită unități productive care o preced (filaturi, vopsitorii de fire), și care o urmează (finisaje ale țesăturilor crude).

Țesătoria poate exista ca unitate separată sau ca secție integrată cu secția precedentă (filatura), sau cu cea care urmează (finisajul) sau cu ambele.

Din punct de vedere economic, dacă se consideră țesătoria ca unitate separată, ce primește fire și produce țesătura crudă, aceasta înglobează: prepararea, țesătoria propriu-zisă și controlul.

Pentru a-și obține forma de țesătură finită sunt necesare operații de finisare.

Din compararea principalilor indicatori ai secțiilor de preparare și țesătorie se constată următoarele:

- productivitatea și randamentul mașinilor de țesut sunt mai mici în comparație cu utilajele din preparare;

- necesarul de suprafață pentru sala de țesut reprezintă 70-80 % față de suprafața întregii unități;

– deși prețul unei mașini de țesut este de 3-10 ori mai mic decât al unei mașini de încheiat sau mașini de urzit, investițiile pentru mașinile de țesut reprezintă 80-90% din total;

– din totalul cheltuielilor de prelucrare a țesăturii (în afara materiei prime), în medie 70-80 % revin țesătoriei și 30-20 % preparației și controlului [78].

Din cele prezentate mai sus se poate constata că mașina de țesut constituie în fluxul de producție o gâtuire, din cauza productivității sale mai mici în raport cu utilajele care o preced și o urmează. Dar, datorită faptului că ea este utilajul care realizează țesătura, ea constituie, de fapt, utilajul determinant în realizarea țesăturilor, față de care sunt corelate capacitățile de producție, parametrii constructivi și de lucru ale celorlalte utilaje din flux.

FLUXUL DE PRODUCȚIE AL PRODUSELOR TEXTILE TESUTE



Capitolul 2

STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII CONSTRUCȚIEI MAȘINILOR DE ȚESUT

Pentru a putea aprecia stadiul actual al dezvoltării construcției mașinilor de țesut și a stabili unele tendințe de dezvoltare este utilă:

- cunoașterea evoluției istorice a acestor mașini
- definirea noțiunii de război de țesut și mașină de țesut (convențională și neconvențională):
- cunoașterea caracteristicilor și performanțelor mașinilor de țesut.

2.1. Scurtă evoluție istorică a mașinii de țesut

Țeserea pe mașini de țesut este considerată o metodă clasică de conservare a țesăturilor, originea ei pierzându-se în negura timpului.

Nu se știe cine a creat și realizat prima țesătură și nici cine a inventat războiul de țesut, dar este cert că aceste obiecte, procedee și utilaje fac parte, au contribuit și contribuie în continuare la dezvoltarea societății omenești.

Țeserea a apărut ca urmare a necesităților fundamentale de a crea suprafețe de separație între om și mediul înconjurător, pentru a se proteja împotriva condițiilor fizice exterioare (frig, căldură, curenți de aer, praf, radiații, etc.) și a-și asigura condiții de confort.

Tehnica țeserii își are originea în realizarea de împletituri (coșuri, rogojini, etc) și se pare că este mai veche decât obținerea de fire prin filare .

Izvoare etnografice atestă că războiul de țesut, torsul, cultivarea inului și a bumbacului, fabricarea olăriei, au fost făcute de femeie. Bărbații au preluat arta țesutului în perioada culturilor mai târzii, când, din îndeletnicire țeserea a devenit meșteșug și a început specializarea meseriilor [28], [49].

Omul, dependent de natură, a fost obligat să se folosească de caracteristicile materiilor prime din zona sa de existență, de natură vegetală (scoarțe de copac, mlădițe de arbuști, plante), animală (fâșii de piele, diferite organe, păruri, fibre, filamente, etc.) și ulterior de materii prime de origini minerale și chimice.

Din neolitic, se cunosc războiul de țesut vertical și războiul de țesut orizontal [62], [63].

Prototipul războiului de țesut primitiv vertical (fig. 2.1) era alcătuit din doi stâlpi uniți la partea superioară printr-o bară orizontală [91]. De această bară erau atârnată și tensionate cu greutate (pietre) firele care vor primi denumirea de *fire de urzeală*.

Firul de lucru (*firul de bătătură*) era trecut printre firele de urzeală și apoi îndesat, de jos în sus, inițial cu degetele, ulterior folosind o unealtă (cuțit tocit, pieptene, spată).



Fig. 2.1 Război de țesut primitiv vertical

Asamblarea celor două sisteme de fire (urzeală și bătătură) se face sub un unghi drept și nu se poate realiza fără *tensionarea firelor*. Tensionarea urzelii este necesară pentru formarea *rostului*, în timp ce tensionarea firelor de bătătură permite faza de îndesare și uniformizarea țesăturii.

Prima semnalară documentară a unui război de țesut, cunoscută până în prezent, este un desen de pe un vas egiptean datând din anul 3400 î.e.n., păstrat la secția egiptologică a Muzeului Universității din Londra.

La Muzeul de antichități din Berlin, există un mulaj al unui război de țesut găsit într-un mormânt de la Teba datat din anul 2100 î.e.n. (fig. 2.2).

Pe o frescă a mormântului lui Chem-Hotep din Beni-Hassan s-a găsit imaginea unui război și a două femei țesând. Una dintre ele întinde urzeala iar cealaltă îndeasă bătătura cu un baston (fig. 2.3) [47].

Și civilizațiile greacă și romană au folosit războaie verticale (fig. 2.4), dar spre deosebire de egipteni care foloseau la țesut munca sclavilor organizând adevărate ateliere de țesut, grecii și romanii le-au folosit în activitatea casnică.

Principalul dezavantaj al războaielor de țesut verticale constă în lungimea scurtă a țesăturilor realizate, limitate la dimensiunile antropometrice și acces dificil la zona de lucru.

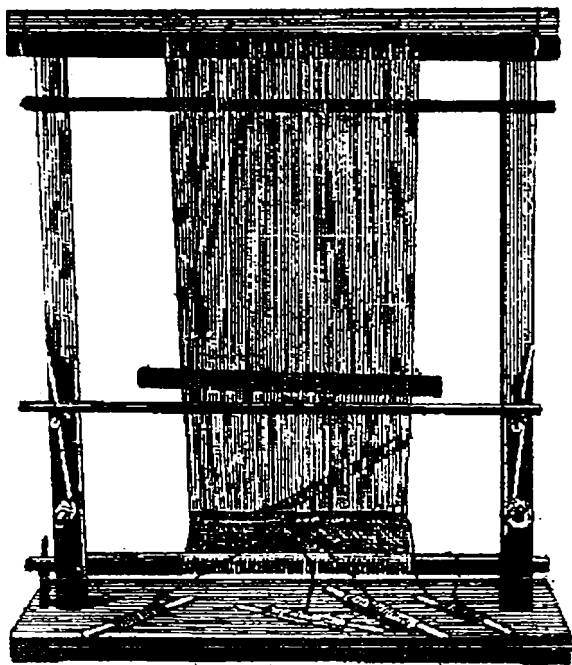


Fig. 2.2 Mulaj al unui război de țesut egiptean

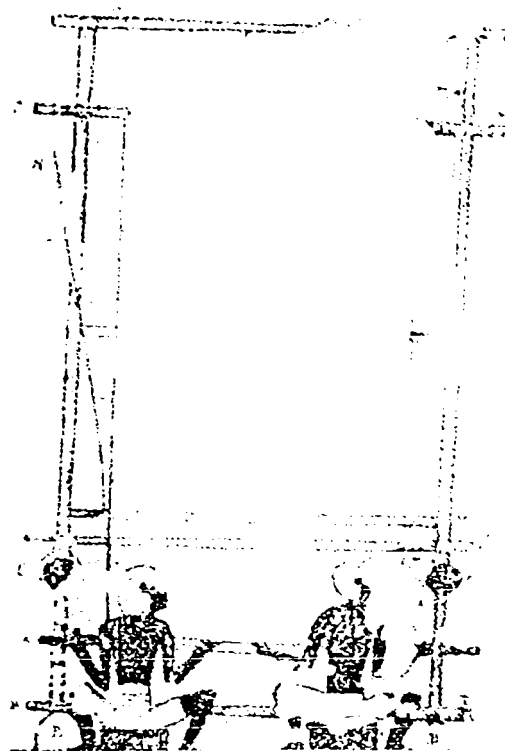


Fig. 2.3 Imagine a unui război de țesut egiptean (frescă)

Războiul de țesut vertical (numit și război gobelin) (fig. 2.5) a cunoscut o perioadă de mare înflorire în secolul al XVIII-lea și se mai găsește în țesătoria casnică și la unele atelierele de covoare evident cu o serie de perfecționări.

În prezent sunt cunoscute "Atelierele Gobelins" (fosta Manufactură Regală a Franței, înființată în 1661 la Savonnerie Aubusson), care lucrează în prezent, la 11 tapițerii ce expun istoria Danemarcei de la origini și până azi. Lucrarea, în suprafață de 270 mp, va fi inaugurată la 16 aprilie 2000 cu ocazia aniversării vârstei de 60 de ani a reginei Margareta a Danemarcei. Același atelier au realizat și tapițeriile de la Versailles, la comanda regelui Ludovic al XIV-lea.

Perfecționarea obținerii firelor naturale mai lungi, a permis o evoluție importantă a țeserii prin rotirea ansamblului urzeală-țesătură de la poziția verticală până la cea orizontală și mișcarea lui prin desfășurarea, respectiv înfășurarea pe suluri, ceea ce a dat posibilitatea obținerii de țesături mai lungi și îmbunătățirea condițiilor de lucru, apărând războiul orizontal.

Războiul de țesut orizontal a fost cunoscut de populațiile primitive, în fazele superioare de dezvoltare ale culturii lor, în stadiul unor economii producătoare de hrană.

Cel mai simplu război de țesut primitiv orizontal era constituit din patru stâlpi înfipti în pământ, fiecare pereche fiind unită printr-o bară orizontală (fig. 2.6) și se pare că provine în Europa din Orient (China, India, Persia, Asia Mică) [62].

În Europa, prima informație documentară despre războiul de țesut orizontal, este un manuscris aflat la Cambridge care datează din secolul al XIII-lea (fig. 2.7), care prezintă un război de țesut la care formarea rostului se făcea prin ridicarea și

coborârea *îtelor* acționate prin pedale, iar introducerea firului de bătătură se făcea cu *suveică*.

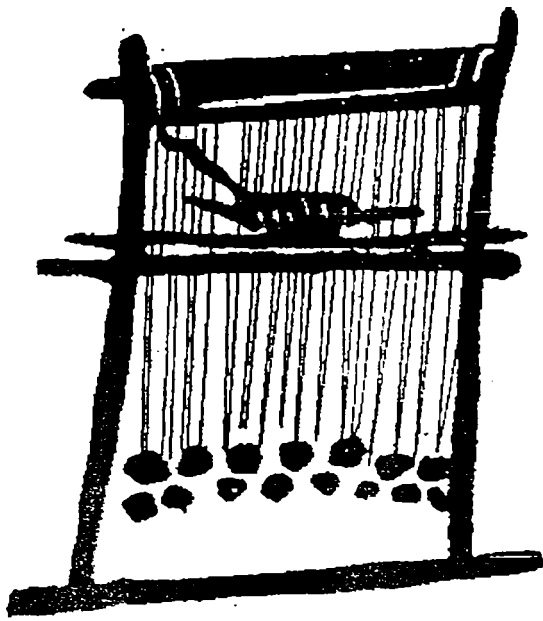


Fig. 2.4 Război de țesut grecesc



Fig. 2.5 Războiul de țesut vertical
(numit și război gobelin)

Un alt desen (fig. 2.8) din anul 1387, reprezintă un război cu mai multe *îte*, ale căror role sunt fixate de plafon.

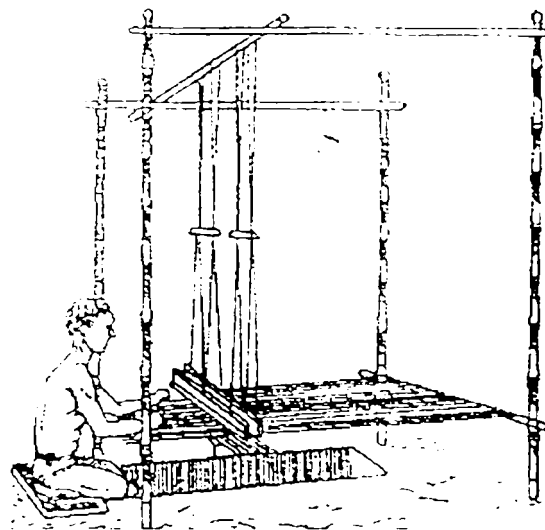


Fig. 2.6 Război de țesut orizontal antic (China)

În secolul XV, pentru îndesarea firului de bătătură se introduce *vătala* (fig. 2.9), care la început era liber suspendată de traversele superioare, iar *spata* (scula de lucru) era fixată pe ea.

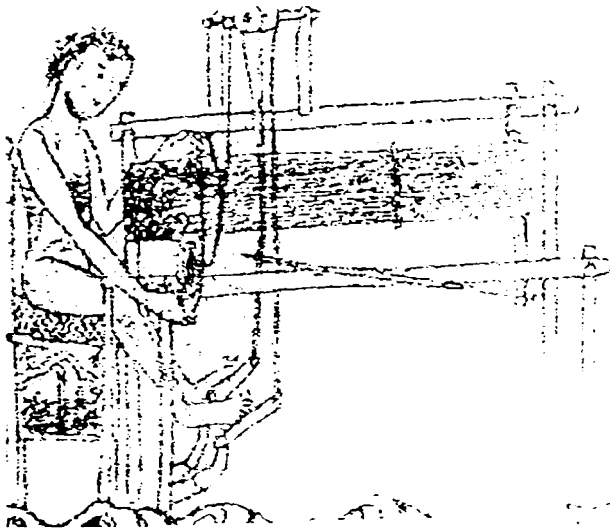


Fig. 2.7 Războiul de țesut orizontal european
(manuscris Cambridge)

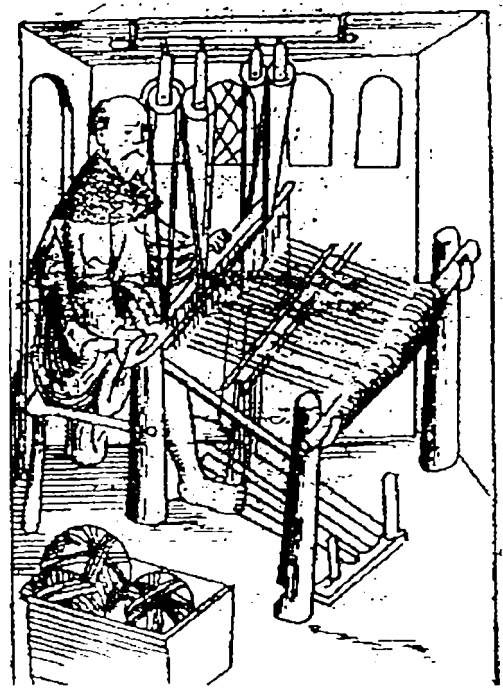


Fig. 2.8 Război de țesut din
sec. XIV

În această perioadă, apare o diferențiere a modelului și construcției războiului de țesut în funcție de articol (război de țesut pentru bumbac, lână, mătase).

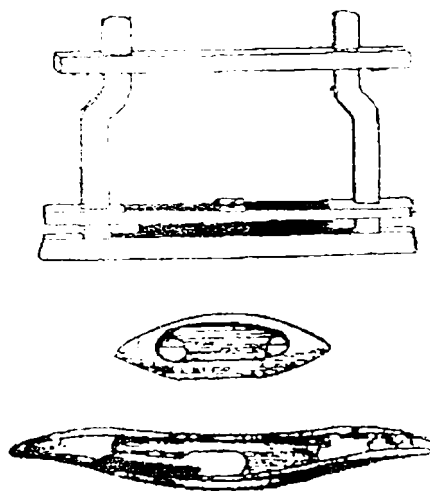


Fig. 2.9. Vătală și suveici din sec XV^{-lea}

Încercări de mecanizare a războiului de țesut au fost făcute de Leonardo da Vinci, Anton Möller (1586 - dispozitiv de țesut cu 5 benzi), ofițerul de marină Gennes (1678 - proiect pentru acționarea a 12 războaie de țesut cu roată de apă), Basile Bouchon, Falcon (1725 - îmbunătățirea mecanismului rostului), Jacques de Vaucanson. (1745 - mecanizarea parțială a unor mecanisme ale războiului de țesut, care în funcționare înlocuiește 50 de muncitori) [47], [79].

Anul 1733, când John Kay inventează suveica zburătoare (fig. 2.10), declanșează o revoluție în realizarea țesăturilor. Înaintea suveicii zburătoare țesătorul

trecea bobina pe care era înfășurat firul de bătătură prin rost cu mâna. Lățimea țesăturii fiind limitată de dimensiunile sale anatomice și războiul avea o productivitate redusă. Invenția lui J. Kay constă în introducerea bobinei într-o suveică prevăzută cu role și care era lansată în mișcare prin intermediul picherului acționat printr-o sfoară (bici). În acest mod, țesătorul realizează lansarea alternativă a suveicii, fără părăsirea locului din fața războiului, cu viteză mare, cu consecințe asupra lățimii țesăturii, a cantității țesute, modificând echilibrul între producătorii de fir și utilizatori.[26] Înainte de invenția lui J. Kay, un țesător era deservit de cinci filatori.

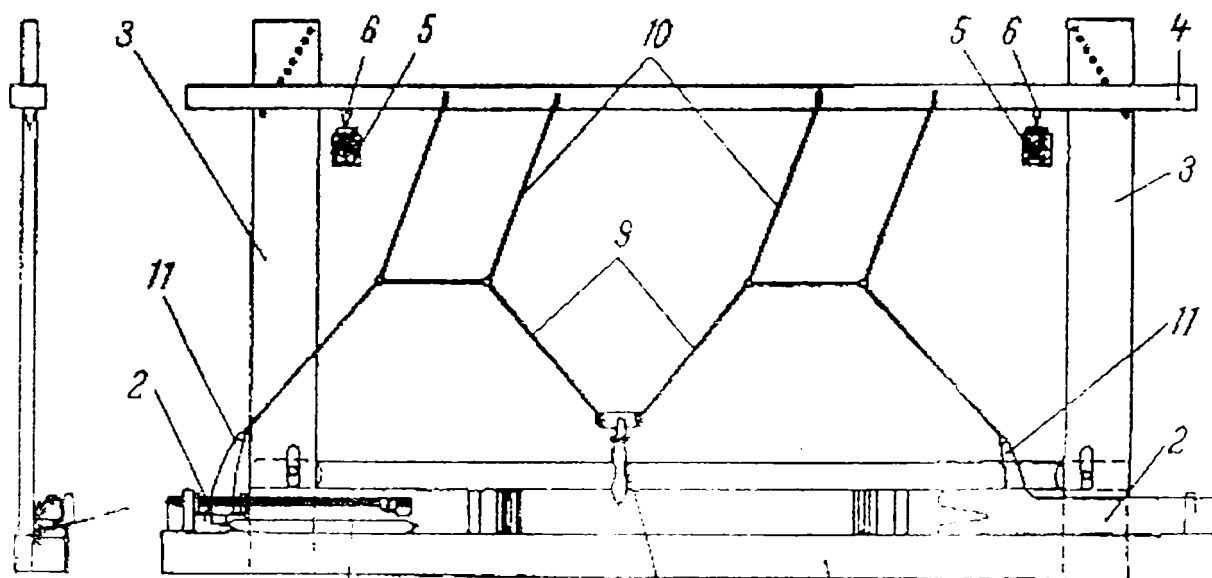


Fig. 2.10. Vâtală cu "suveică zburătoare"

Acest dezechilibru a condus la apariția unor perfecționări tehnice în domeniul filării [1].

- În 1738, Lewis Paul și John Wyatt au inventat o mașină de filat, având ca model mașina de filat mătase a lui Lombe, care avea 50 de fuse, era deservită de 10 muncitoare și înlocuia munca a 500 de oameni.
- În 1764, James Hargreaves a mecanizat procesul de filare manuală cu tragere discontinuă, realizând mașina Mule-Jenny.
- În 1769, Richard Arkwright a realizat mașina de filat cu aripioare.
- În 1772, același Richard Arkwright înființează o filatură de bumbac la Cromford Derbyshire cu acționare hidraulică, care a fost prototipul ce a influențat arhitectura industrială engleză în secolele XVIII și XIX.

Aceste perfecționări au răsturnat iarăși echilibrul dintre productivitatea procesului de filare și cea a utilajelor de țesere. Într-un veritabil dialog tehnic între cele două sectoare. Acest dialog a condus la modificări importante ale mașinilor de țesut.

În anul 1786, Edmund Cartwright mecanizează operația de țesere, realizând *războiul de țesut mecanic*. (fig. 2.11)

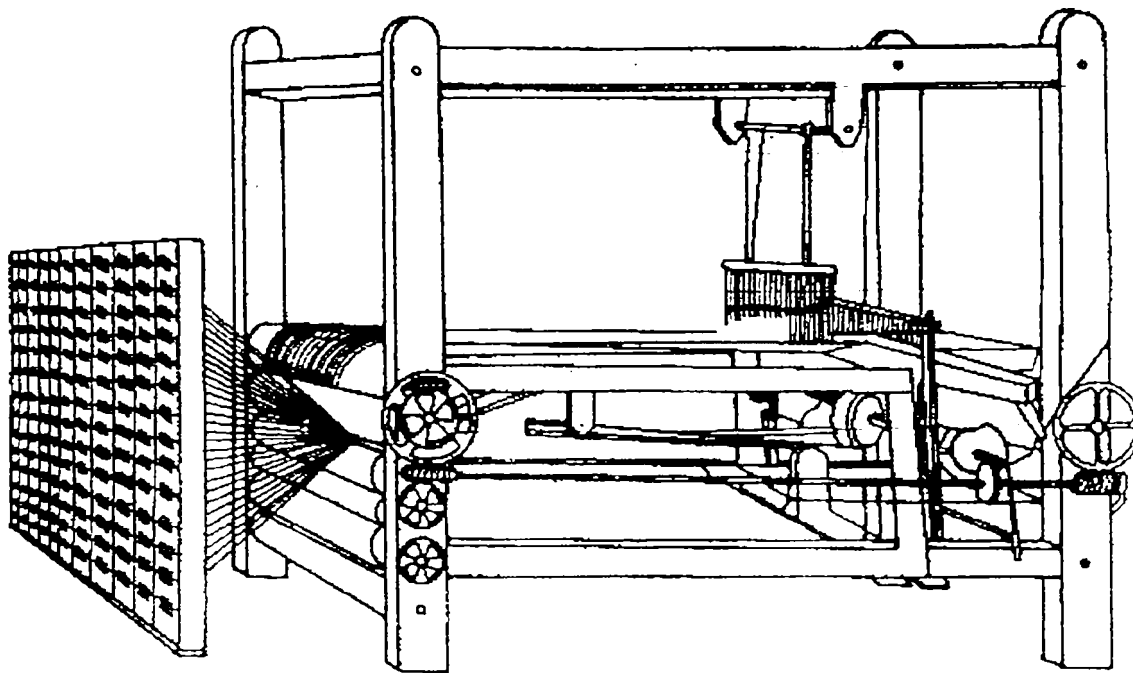


Fig. 2.11 Războiul de țesut mecanic al lui E. Cartwright

Acest război de țesut era acționat de către un motor cu aburi, alimentarea firelor se făcea de pe o ramă, vătala, care era suspendată de traversa superioară. *prima o mișcare de oscilație* de la un mecanism și se realiza o sincronizare în funcționarea unor mecanisme (de formare a rostului, de bătaie și cel de deplasare al ansamblului înzeală-țesătură).

Aceasta a fost una din mașinile care a făcut posibilă Revoluția Industrială, care este considerată o modificare (schimbare) de paradigmă: adică un ansamblu de tehnici noi care zdruncină din temelii relațiile dintre tehnica, economie și societate, fiind mai mult decât o revoluție tehnică [48].

În era modernă industrială perfecționările aduse mașinilor de țesut au ca scop mecanizarea cât mai completă a acestor mașini. Se caută soluții de îmbunătățire a mecanismelor existente, se inventează mecanisme noi. O parte din aceste perfecționări sunt cuprinse în tabelul 2.1 [30], [79].

Analiza funcționării războaielor manuale sau mecanice, atât verticale cât și orizontale, arată că tehnica țeserii a rămas, în general, aceeași până în prezent. Schema tehnologică generală a mașinii de țesut și chiar fazele de formare a elementului de țesătură au rămas în principiu aceleași (fig. 2.12).

PERIOADA	PERFECTIONAREA TEHNICĂ
1835	J.P. Reid și T. Johnson - brevetează schimbătorul de suveici
1876	R. Miller - introduce mecanismul de oprire automată când suveica rămâne în rost
1801-1808	Jaquard, Joseph Marie - inventează războiul Jacquard I
1836	Schönherr - realizează prima mașină de țesut postav (lână) din Europa;
1851	Crompton - a perfecționat mecanismul de bătaie (lansare)
1853	Verdol - realizează mecanismul de formare a rostului care-i poartă numele
1866	Scherman și Baxton - realizează mașina de țesut cu proiectil lansat unilateral
1871	Gree, W - realizează mașina de țesut cu proiectil, inserare bilaterală
1888	Nortrop - inventează sistemul automat de schimbare a canetei
1905	Seaton, D.M. - construiește mașina de țesut cu două graifere
1911	Pastor, K. - realizează mașina de țesut cu microsuveică
1920	Mutter, K - realizează mașina de țesut cu rost ondulat
1922	Gabler, J. și Valentin, C. - au realizat prototipul mașinii de țesut cu un singur braț de inserare
1924	Rossmann, R. - la SUIZER începe construcția mașinilor de țesut cu proiectil, consacrarea lor venind doar în anii '50
1928	Ballou, E.H. - brevetează inserarea cu jet de aer
1930	Dewas, R - brevetează principiul depunerii bătăturii prin buclă
1946	Firma MAXBO (Suedia) - brevetează mașina de țesut cu duza suflantă
1948-1952	Realizarea înserării cu graifere sistem ANCET-FAYOLLE
1950	Gentilini, Ripamanti - construiesc mașina de țesut cu inserare ondulatorie tip lanț
1955	Svaty - realizează o mașină de țesut cu inserare cu jet de aer
1975	Prezentarea mașinii de țesut cu inserare obligatorie de tip CONTIS și RÜTI TWP (Rossmann)
1979	Firma BENTLEY construiește mașina de țesut cu inserare ondulatorie de tip lanț (ORBIT)

Din schema generală se observă că pentru formarea *elementului de țesătură* firele de urzeală au următorul traseu: firele (2) se desfășoară de pe sulul de urzeală (1), trec peste traversa de spate (3) printre fusceii (4), prin ochiurile cocleților iței (5), printre dinții spetei (7) și prin încrucișarea cu firul de bătătură inserat în rost cu suveica (6) și integrat cu ajutorul spetei fixată pe vătala (8), Țesătura crudă în formare trece peste traversa de piept (9), și va fi trasă cu ajutorul cilindrul (10) și înfășurată pe sulul de țesătură (11).

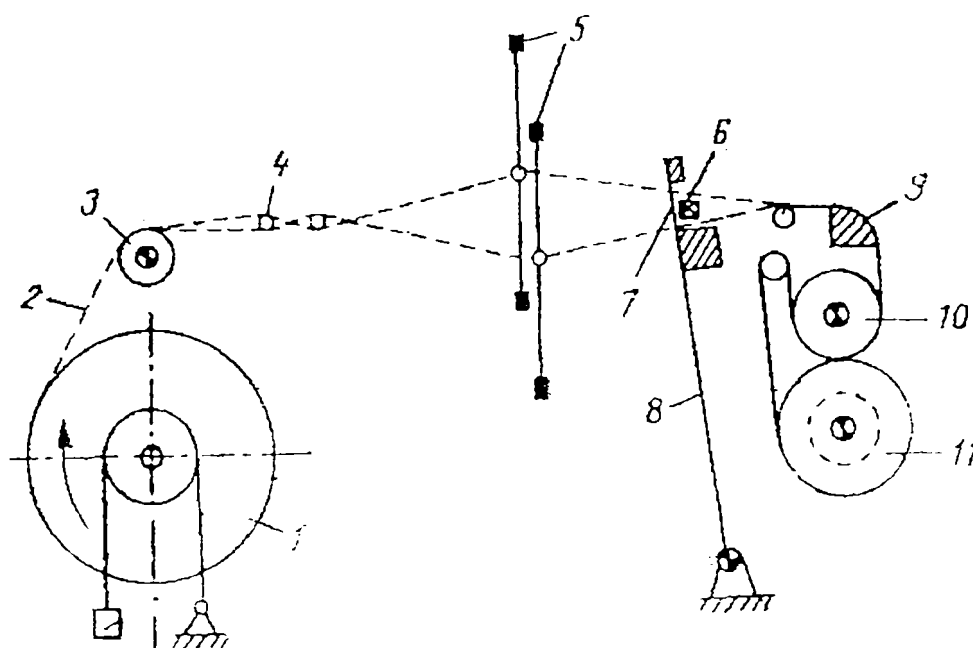


Fig. 2.12 Schema tehnologică generală a unei mașini de țesut

De-a lungul timpului, organele, sculele și dispozitivele cu care vin în contact firele de urzeală, firul de bătătură și țesătura și-au păstrat funcțiile dar, o parte din ele au fost integrate în dispozitive sau mecanisme pentru mărirea eficienței mașinii, odată cu mecanizarea și automatizarea țeserii.

Alături de mecanismele considerate ca principale (fără de care nu se poate face țeserea și anume: mecanismul de desfășurare a firelor de urzeală - regulatorul de urzeală, mecanismul rostului, mecanismul de inserare a bătăturii, mecanismul vătalei, și mecanismele de tragere și înfășurare a țesăturii -regulatorul de țesătură), au rămas și s-au mai adăugat, organe, dispozitive, mecanisme cu rol în acționare (pornire, oprire, frânare), asigurarea siguranței și controlul procesului de țesere și de protecție a muncii, dar unele având și o contribuție deosebită la îmbunătățirea calității producției și diversificarea structurii țesăturilor).

La unele mecanisme s-au modificat în ultimul timp și principiile de funcționare, ceea ce a dus la o nouă împărțire a mașinilor de țesut în clasice și neconvenționale.

Sunt considerate *mașini de țesut clasice* cele la care inserarea firului de bătătură se face cu suveică.

Mașinile de țesut la care inserarea firului de bătătură se face prin alte mijloace (proiectil, graifer, jet de aer, picătură de apă, etc), se *consideră mașini de țesut neconvenționale*.

2.2. Război de țesut și mașină de țesut (convențională și neconvențională)

Denumirea de *război de țesut* este folosită pentru mașina de lucru (în general acționată de om) având mecanisme cu mișcări imprecise (nedesmodrome) și din această cauză pentru funcționare și reglare este necesară intervenția frecventă a omului [93].

Mașina de țesut este rezultatul mecanizării, automatizării războiului de țesut.

Mașina de țesut este o mașină de lucru care cedează energie prin efectuarea de lucru mecanic folosit pentru prelucrarea firelor în țesături.

O clasificare oficială a mașinilor de țesut și utilajelor pentru industria textilă se face în STAS 7059-86.

Criteriul principal de clasificare al mașinilor de țesut este după *modul de inserare și alimentare a firului de bătătură*, care împarte mașinile de țesut în trei categorii:

- mașini de țesut cu suveică (convenționale)
- mașini de țesut fără suveică (neconvenționale)
- mașini de țesut articole tehnice și speciale

În general, se folosește noțiunea de *mașină de țesut clasică sau convențională* pentru mașina de țesut la care inserarea firului de bătătură (a unui singur fir de bătătură sau a mai multor fire de bătătură simultan) se face cu suveica.

Mașinile de țesut la care inserarea firului de bătătură se face prin alte sisteme (modalități, principii) poartă denumirea de *mașini de țesut neconvenționale*.

Acestea pot fi:

- mașini de țesut cu proiectil;
- mașini de țesut cu graifer;
- mașini de țesut cu inserare directă a bătăturii;
- mașini de țesut pneumatice cu inserarea bătăturii prin jet de aer;
- mașini de țesut hidraulice cu inserarea bătăturii prin jet de apă.

Clasificări deosebit de importante în construcția mașinilor de țesut se fac după următoarele criterii:

- *după tipul firelor țesute:*

- mașini de țesut fire de bumbac și tip bumbac;
- mașini de țesut fire de in și cânepă;
- mașini de țesut fire de lână și tip lână;
- mașini de țesut fire de mătase și tip mătase

- *după masa produsului țesut:*

- mașini grele care produc țesături cu masa $> 500 \text{ g/m}^2$;
- mașini mijlocii care produc țesături cu masa $300 \text{ g/m}^2 \dots 500 \text{ g/m}^2$;
- mașini ușoare, care produc țesături cu masa $< 300 \text{ g/m}^2$.

- *după lățimea maximă de lucru:*

- mașini înguste ($L < 90 \text{ cm}$);
- mașini semilate ($L = 90 \dots 130 \text{ cm}$);
- mașini late ($L = 140 \dots 260 \text{ cm}$);

- mașini extralate ($L > 280$ cm).

2.3. Caracteristici și performanțe ale mașinilor de țesut

Caracteristicile mașinilor de țesut se apreciază în funcție de firele prelucrate, de produsele realizate și de eficiența acestor mașini ca răspuns la cerințelor utilizatorilor.

Aceste cerințe se referă în primul rând la:

- productivitate mare;
- consum minim de energie și de spațiu;
- întreținere ușoară;
- realizarea de țesături cu o calitate superioară (cu mai puține defecte, deșeuri minime);
- flexibilitate ridicată (schimbarea gamei sortimentale, în intervale minime de timp, cu cheltuieli minime);
- realizarea de țesături cu dimensiuni corelate cu scopurile și dotările din fluxul tehnologic (preparare, finisaj) și al celorlalte ramuri ale industriei prelucrătoare (cauciuc, mase plastice, confecții, automobile etc...);
- posibilități de procesare a noilor materii prime realizate de industria chimică;
- încadrarea în legislația de protecție a mediului și a muncii

Răspunsul optim la aceste cerințe se stabilește prin consultarea prospectelor în care sunt date principalele caracteristici tehnice pentru construcția de utilaj respectiv și alegerea tipului de utilaj care corespunde producției preconizate.

Principalele caracteristici tehnice ale mașinilor de țesut date în prospecte sunt:

- domeniul de utilizare;
- viteza de lucru;
- lățimea de lucru;
- viteza de inserare a firului de bătătură;
- puterea motorului electric;
- dimensiuni de gabarit și masă;
- posibilități tehnologice date de dotarea mașinii;
- tipul mecanismului de formare a rostului;
- numărul de culori posibil la inserarea firului de bătătură;
- desime în urzeală, respectiv în bătătură;
- dimensiunile și numărul sulurilor de urzeală;
- forma de debitare a țesăturii crude;
- echipamente speciale (de exemplu, dispozitive pentru margini, de măsurare, etc.).

Aceste caracteristici determină în mare măsură performanțele mașinilor de țesut.

Performanțele mașinilor de țesut pot fi foarte ridicate în unele aspecte, lucru explicabil prin vechimea procedurii și extinderea sa acum universală.

Importanța economică a produselor realizate, cererea mereu crescândă de produse și concurența dintre firme constituie o motivație puternică pentru

perfecționarea continuă a soluțiilor constructive și introducerea de noi principii de funcționare a diverselor mecanisme.

Astfel, în ultimii douăzeci de ani s-au realizat un număr impresionant de perfecționări, prezentate mai ales la expozițiile internaționale (de exemplu, ITMA), dintre care arătăm:

- diversificarea sistemelor de introducere a bătăturii în rost (înserare cu graifer, jet de apă și aer, proiectil, microsuveici - la mașinile cu rost ondulat);
- înalt grad de electronizare, automatizare și computerizare la toate tipurile de mașini de țesut;
- dezvoltarea masivă a construcției de mașini de țesut bazate pe principiul înserării firului de bătătură, cu ajutorul jetului de aer, principiu care a permis mărirea vitezei de lucru la 600-1200 rot/min., funcție de lățimea mașinii și de dotarea cu ratieră sau dispozitiv Jaquard;
- dispariția, în general, a mașinilor de țesut cu lățimea în spată sub 130 cm și apariția mașinilor de țesut cu lățimea până la 430 cm, care pot lucra în două și mai multe foi.

Urmărirea parametrilor de lucru (viteza bătătura înserată, producție, consum de energie etc.) cu ajutorul calculatoarelor de proces;

În același timp, mașinile sunt dotate cu dispozitive electronice pentru:

- controlul bătăturii;
- căutarea automată a bătăturii;
- comandă a regulatorului de urzeală pentru menținerea constantă a tensiunii;
- dispozitive de comandă a ordinii de înserare a bătăturii (selectoare de fir).

Din punct de vedere al posibilităților de realizare a legăturii, alături de sistemele clasice mecanice (came, ratieră) se întâlnesc, în diverse stadii de perfecționare, ratiere electronice și dispozitive Jaquard cu comandă electronică utilizând purtători de informație (discuri magnetice, benzi magnetice) fie comandă de la un calculator specializat.

Ca o posibilitate de modernizare a țesătoriilor cu dotare clasică, se poate menționa, realizarea cartelelor Jaquard de unități de calcul specializate, astfel încât a devenit posibilă editarea setului de cartele Jaquard pornind de la simpla prezentare a unei fotografii sau imagini desenate analizate optic și transformată apoi în semnale electronice accesibile unității de calcul.

În scopul îmbunătățirii calității, al creșterii productivității și al îmbunătățirii condițiilor de microclimat, au fost realizate instalații pneumatice mobile de absorbție, curățire, refulare a aerului, pe mașinile de țesut.

Trebuie subliniată preocuparea producătorilor pentru a crea noi tipuri de dispozitive și accesorii (spate, rame, cocleți, etc.). Accesoriile sunt caracterizate printr-un înalt grad de finisare, greutate redusă, fiabilitate mărită și prin forme adecvate noilor principii de funcționare a utilajelor.

Dinții spatei au forme geometrice noi, în special la principiul de înserare cu jet de aer și sunt confecționați din oțeluri rezistente la frecare, șocuri și mediu umed.

Tindechi cunosc o mare diversificare, în special cei destinați pentru țesături cu masă redusă.

Ramele itelor, datorită vitezelor mari de lucru și pentru micșorarea forțelor de inerție sunt executate din materiale ușoare (aliaje de aluminiu) și se prevede folosirea fibrei de carbon.

Furnizorul de fir, folosit pentru prelevarea lungimii firului de bătătură în rost se produce în mai multe tipuri, funcție de sistemul de înserare:

- furnizor de fir pentru mașinile cu jet de apă, aer;
- furnizor de fir pentru mașinile cu proiectil;
- furnizor de fir pentru mașinile cu graifer.

Caracteristicile principale ale furnizorilor de fir sunt:

- motor simplu încorporat în furnizor;
- derulare cu viteza de până de 1000m/min;
- controlul electronic al rezervei de fir;
- reglarea vitezei de derulare în timpul funcționării;

datorită faptului că mașinile lucrează cu 2 până la 6 culori în bătătură, furnizorii de fir lucrează în corelație cu programatorul electronic pentru selectarea culorilor în bătătură.

Pentru transportul și manipularea semifabricatelor în țesătorii se scot în evidență următoarele aspecte.

Transportul bobinelor la mașinile de țesut se face cu ajutorul cărucioarelor confecționate din materiale ușoare, de diverse forme în funcție de tipul formatului bobinelor (cilindrice, conice, etc...).

În cazul aprovizionării țesătoriei cu bobine de la mașinile de filat (OF) sau de la mașinile de bobinat automate, paletele sunt transportate cu ajutorul unor containere din materiale ușoare, care sunt returnate furnizorului.

Pentru transportul sulurilor de urzeală se folosesc diverse cărucioare hidraulice (cu covată, cu brațe hidraulice simple, cu brațe telescopice pentru ridicarea pe verticală sau deplasarea pe orizontală, cu dispozitiv de ridicat lateral sau în față), în funcție de lățimea mașinii de țesut, de numărul de suluri de urzeli cu care se lucrează.

În funcție de modul de înfășurare (debitare) al țesăturii crude, transportul se face cu ajutorul cărucioarelor (cu covată, cu elevator, hidraulice).

Ca urmare a acestor perfecționări prezentăm mai jos în tabelele 2.2, 2.3, și 2.4 performanțe deosebite realizate de anumite firme constructoare și prezentate la Târgurile Internaționale [30], [80].

Performanțele mașinilor de țesut cu bandă și greifere

Tabel 2.2

Firma constructoare	Denumirea mașinii	Lățimea în spată (m)	Turație (rot/min)	Performanțe (m×bătătură/min)
DORNIER	HTV 6/S	1,5-4		1200
	HTVS/6S	1,5-2,6		1200
VAMATEX	P 1001 ES	3,37	420	1420
	P 1001 ES	1,56	570	890
	P 9000 PLUS	2,9	330	960
	P 9000 PLUS	1,7	500	850
	SP 1151 ES	3,15	340	1070
SOMET	THEMA 11 EXCEL 1900	1,65	700	1155
	THEMA 11 EXCEL 4000	3,7	370	1369
SULZER RÜTTI	G 6200	1,9	560	1060
	G6200	1,76	510	900
NUOVO-PIGNONE	FAST	2,6	450	1170
PICANOL	GTX	1,74	600	1044

Performanțele mașinilor de țesut cu jet de aer

Tabel 2.3

Firma constructoare	Denumirea mașinii	Lățimea în spată (m)	Turație (rot/min)	Performanțe (m×bătătură/min)
DORNIER	DLW	1,5-4,0		1800
	LVW	1,5-4,0		1800
TSUDAKOMA	ZAX-190-2C-4S	1,70	1700	2890
	ZAX-230-6C-J	1,90	1400	2660
TOYOTA	JA 2SF-190	1,90	1300	2470
	JA 2S-336	3,00	800	2400
PICANOL	DELTA M-P-190	1,67	800	2336
	OMNI 2P-340	3,17	550	1744
SOMET	STAR 15	1,91	850	1630
	CLIPPER	1,69	750	1269
SULZER RÜTTI	L 5200 B 190	1,80	850	1530
	L 5200 S 250	2,46	820	2020
ELITEX	P 175	1,75	450	900

Performanțele mașinilor de țesut cu proiectil

Tabel 2.4

Firma constructoare	Denumirea mașinii	Lățimea în spată (m)	Turație (rot/min)	Performanțe (m×bătătură/ min)
SULZER RÜTTI	P 7200 B 390	1,78 x 2	400	1430
	P 7200 S 330	1,56 x 2	400	1260
	P 7200 W 220	1,676	470	790
	P 7100 P 430	4,25	280	1200
JÜRGENS	J P 200	6,00	100	600
	J P 200	12,00	75	900
STB	STB 216	216	250	400
	STB 330	330	250	600

Ca o caracteristică particulară care influențează mult performanțele mașinilor de țesut prezentăm mai jos evoluția vitezei de înserare a firului de bătătură tabelul nr. 2.5.

Evoluția vitezei de înserare a firului de bătătură

Tabel 2.5

Purtător de bătătură	ITMA Milano '83		ITMA Paris '87		ITMA Hanovra '91		ITMA Milan '95	
	l_s (cm)	v_f (m/min)	l_s (cm)	v_f (m/min)	l_s (cm)	v_f (m/min)	l_s (cm)	v_f (m/min)
suveică	-	-	-	-	-	-	-	-
proiectil	380	1100	380	1150	380	1200	380	1540
greifere	190	1040	220	1100	336	1240	400	1630
jet de apă	140	1300	170	2000	153	2100	140	2280
jet de aer	400	1600	330	1980	170	2550	166	2890

Observație: Începând cu Târgul Internațional de la Milano '83 nu au mai fost prezentate mașini de țesut având ca purtător de bătătură suveică. Totuși mașinile de țesut cu suveică ocupă încă 60%-80% din parcul total existent.

Capitolul 3

SURSE DE VIBRAȚII ȘI ZGOMOTE LA MAȘINILE DE ȚESUT

3.1. Considerații generale

Natura discontinuă a procesului de țesere impune ca principalele mecanisme sau piese ale mașinii de țesut să execute în timpul funcționării mișcări ciclice, alternative care determină apariția vibrațiilor și zgomotelor.

Vibrațiile pot conduce la funcționarea necorespunzătoare a unor mecanisme, uzura prematură a lor, defecțiuni în desfășurarea procesului de țesere (de exemplu, rămânerea suveicii în roți și ruperea de fire etc.), producerea de zgomote, care afectează productivitatea mașinii și calitatea țesăturii. În plus, au fost recunoscute, atât pe plan social cât și legislativ, efectele nocive ale zgomotelor și vibrațiilor asupra mediului înconjurător, oamenilor, mașinilor, instalațiilor și clădirilor.

Pentru reducerea nivelurilor de vibrații și zgomote se impune identificarea cauzelor locale, acțiune urmată de măsuri pentru combaterea lor. Se menționează că efectele vibrațiilor și zgomotelor sunt influențate și de condițiile de utilizare a mașinilor de țesut, (tipul, dimensiunile și materialele construcției, amplasarea și numărul mașinilor în hală, gradul de încărcare al unității de lucru și sortimentele produse, etc.).

Drept consecință a acestor situații combaterea efectelor vibrațiilor și zgomotelor necesită în afară de soluții constructive la sursă (mașina de țesut), studii și măsuri aplicate condițiilor concrete de loc și mediu.

Urmare a răspândirii mondiale a industriei textile, această problemă a fost urmărită în întreaga lume, constatându-se că zgomotele, în general depășesc condițiile considerate nocive și stabilindu-se niveluri limită legale pe care țesătoriile trebuie să le respecte.

Efectul vibrațiilor asupra organismului în țesătorii este mai puțin cunoscut, deoarece operatorul uman nu este în contact direct cu mașina decât întâmplător, el are mai mult un rol de supraveghere, intervenție și control, uneori fiind în mișcare, supraveghind un grup de mai multe utilaje (de exemplu, în sectorul de mătase un țesător deservește de la 12 până la 24 de mașini de țesut).

Pentru reducerea vibrațiilor și zgomotelor la sursă (mașina de țesut), s-au efectuat studii asupra nivelului de zgomot al mașinilor de țesut în condițiile

funcționării unei singure mașini (in situ), rezultatele fiind prezentate în tabelul 3.1 [77].

Nivelul de zgomot al mașinilor de țesut (in situ)

Tabel 3.1

		TURAȚIA	ARIA	NIVELUL	
		rot/min	S,m ²	dB(A)	
MAȘINI DE ȚESUT CU SUVEIVCĂ	Mașină de țesut automată A 100	200	6,7	98	
	Mașină de țesut automată A 26 A2	180	7,3	97	
	Mașină automată AB 1x1-CI-120	140	10,8	95	
	Mașină automată AB 1x1-R1-120	186	19,8	97	
	Mașină automată AB 1x1 - CI - 180 AB 1x1 - CE - 180	130	13	95	
	Mașină automată AB 1x1 - R1 - 180 AB1x1 - J - 180 AB 4x1 - CI - 180 AB 4x1 - J - 180 AB 2x1 - CI - 180 AB 2x1 - R1 - 180	120-140	13-13	95	
	Mașină automată AB 4x1 - CI - 120 AB 4x1 - RI - 120	140 164	11,5	96	
	Mașină cu proiectil STB - 2 - 175	220	15,9	91	
	Mașină cu proiectil STB - 2 - 216 STB - 4 - 216	180	16,5	90	
	Mașină cu proiectil STB - 2 - 250	160	18,3	90	
CU PROIECTIL SAU GRAIFĂR	Mașină cu proiectil STB - 2 - 330	130	21,4	91	
	Mașină cu greifere telescopice 180	180	20,0	92	
	PNEUMATICE	Mașină pneumatică cu tijă ATPR 100	300	8,8	98
		Mașină pneumatică cu tijă ATPR 120	300	9,1	97
		Mașină pneumatică cu duze P 105	300	5,5	97
HIDRA ULICE	Mașină hidraulică Investa P 125 S8	300	9,3	95	
	Mașină hidraulică Investa P 155 S8	290	10,0	95	

Se constată că în toate cazurile nivelul de zgomot provenit de la o singură mașină de țesut depășește nivelul maxim admis de legislația națională de 90 dB (A) și chiar cea internațională de 85- 90 dB (A).

Zgomotul produs de aceste surse are o influență nocivă asupra organismului uman, spectrul acestuia fiind repartizat în special în benzile de înaltă frecvență.

Fața de alte sectoare industriale, în țesătorii se înregistrează cel mai mare nivel global de intensitate acustică. În general, unitățile textile sunt prevăzute cu instalații de condiționare și ventilație, compresoare absolut necesare în procesul tehnologic, care de asemenea au un nivel global de intensitate acustică ridicat. Aceste valori sunt prezentate în tabelul 3.2.

Surse de zgomote în halele industriei textile

Tabelul 3.2

SURSE DE ZGOMOT	UTILAJE ÎN DOTARE	Nivelul global de intensitate acustică dB(A)
A. Utilaje tehnologice		
Filaturi	flaiere, ringuri carde	85-90
Preparație țesătorie și tricotate	mașini de bobinat, mașini de canetat	75-90 88-92
Țesătorii	mașini clasice cu suveică, mașini neconvenționale	98-103 92-93
Tricotate	mașini rectilinii automate mașini circulare	78-82 78-82
Pasmanterie	mașini de impletit	103-105
Confecții	mașini de cusut	70-75
B. Instalații auxiliare		
Uzine de condiționare de mare capacitate	ventilatoare	98-105
Aparate de condiționare ventilatoare		80-85
Stații de compresoare	compresoare	100-105
Centrale termice	exhaustoare	85-90

3.2. Surse de vibrații și zgomote la mașinile de țesut

În cazul mașinilor de țesut, zgomotele însoțesc funcționări cu vibrații a utilajului și a transmiterii acestora către mediul înconjurător.

Pentru identificarea surselor de zgomot și vibrații este necesară cunoașterea procesului tehnologic de realizare a elementului de țesătură și funcționarea mecanismelor de bază ale mașinii de țesut.

Pentru a se evidenția legătura între procesul tehnologic și mașină se prezintă schema generală de transmitere a mișcării de la motor la diversele mecanisme ale unei mașini de țesut clasice. (fig. 3.1) și ciclograma mecanismelor de bază (fig. 3.2).

		0	90	180	270	360	180	270	360				
Nr.													
1	Arborele secundar	O rotație											
2	Arborele principal	Prima rotație											
3	Vătala	Deplasare spre poziția extremă spate A		Deplasare spre poziția extremă față B		Deplasare spre poziția extremă spate D		Deplasare spre poziția Extremă față E		Deplasare spre poziția F	G		
						Îndesare				Îndesare			
4	Mec de formare a rostului	Desc. Rost H		Staționare rost I		Închidere rost J		Deschidere rost K		Staționare rost L		Închidere rost M	Desc. rost
5	Mec. de lansare	N O P Q R S											
6	Mec înfășurare țesătură	Înfășurare țesătură			Înfășurare țesătură			Înfășurare țesătură			Înfășurare țesătură		

Fig.3.2. Ciclograma mecanismelor de bază a mașini de țesut convenționale

În ciclogramă se consideră momentul zero începutul deplasării vătalei de la poziția extremă din față spre poziție extremă din spate.

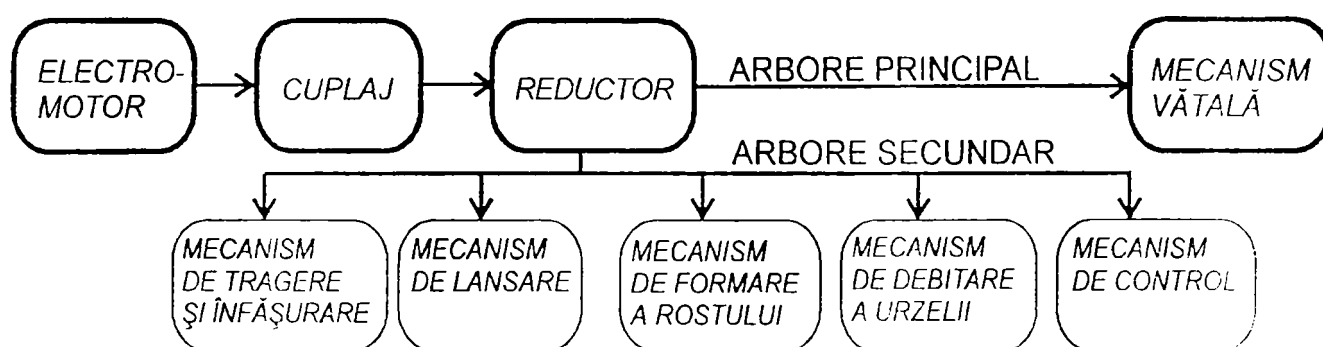


Fig. 3.1

Deoarece la mașina de țesut clasică raportul de transmisie între arborele principal și arborele secundar este $i = 2$ s-a figurat și o rotație a arborelui secundar de la care primește mișcarea mecanismul de lansare și mecanismul de formare a rostului.

Mașina de țesut are două mecanisme de lansare acționate de camele de bătaie plasate la extremitățile arborelui secundar. Ciclul de funcționare a unui mecanism de lansare corespunde cu o rotație a arborelui secundar, respectiv cu două rotații ale arborelui principal.

În ciclograma mașinii s-au pus în evidență principalele momente ale funcționării mecanismelor de bază, corelate cu poziția elementelor mecanismelor (vătală, ite, braț de lansare), notate cu majuscule. Astfel:

A=G, D. - corespund cu poziția extremă din față a vătalei;

B, E -- corespund cu poziția extremă din spate a vătalei;

C, F -- corespund cu poziția în care vătala începe îndesarea firului de bătătură;

J, M -- rostul este nivelat (toate firele de urzeală formează un plan unic);

H, K - corespund cu poziția în care rostul deschis este în faza staționară;

I, L - corespund cu poziția în care rostul începe să se închidă;

N(Q), - brațul de lansare împreună cu suveica încep mișcarea de lansare a suveicii;

O(R) -- brațul de lansare împreună cu suveica ating viteza maximă și suveica se desprinde de picher începând mișcarea balistică prin rost;

P(S) -- brațul de lansare atinge poziția extremă în mișcarea de înaintare și începe mișcarea de revenire în poziția inițială.

Notațiile din paranteză corespund pentru cel de al doilea mecanism de lansare.

Se știe că apariția vibrațiilor este condiționată de existența mișcărilor periodice (deplasări, deformări), forțe și mărimi derivate din ele (viteze, accelerații, variații de energie, etc) [23].

În cazul mașinilor de țesut se pot considera ca fiind principale cauze de vibrații și zgomote:

- natura discontinuă a procesului de formare a elementului de țesătură;

- mișcările circulare sau rectilinii neuniforme, sau staționări și schimbări de sens, ale diverselor elemente ale mecanismelor care funcționează simultan pentru realizarea țesăturii
- frecările tehnologice, între sistemul de fire elastice și tensionate cu organe și frecări constructive localizate în cuplele cinematice și între organe;
- schimbul de energie în flux neuniform existent între mecanisme care influențează gradul de neregularitate a mersului mașinii.

Se pot identifica surse de vibrații și de zgomote la principalele mecanisme ale mașinii de țesut.

- 1) Motorul electric asincron de acționare generează vibrații și zgomot de natură aerodinamică, electromagnetică, și magnetică.
- 2) Reductorul generează vibrații și zgomot cauzat de procesul de angrenare a roților dințate și de vibrații a carcasei reductorului.
- 3) Mecanismul de lansare:
 - generează vibrații și zgomote de impact ca urmare a căderii roletelor de bătaie pe corpul camelor de bătaie;
 - produce prin sistemul de pârghii vibrații de impact ca urmare a jocurilor în articulații.
 - produce prin sabia pentru lansarea suveicii un zgomot cauzat de impactul dintre suveică și picher la primire.
 - la care picherul este una din cele mai importante surse de zgomot ca urmare a faptului că vine în contact nemijlocit cu suveica;
 - produce un zgomot de impact ca urmare a interacțiunii dintre suveică și casetele suveicilor.
- 4) Mecanismul de formare a rostului generează vibrații și zgomote ca urmare a:
 - acționării cu came a itei care are o mișcare rectilinie neuniformă, cu staționări în puncte extreme;
 - a frecării între ele a ramelor itelor și a frecării firelor elastice și tensionate de către cocleții itelor.
- 5) Mecanisme de siguranță și control:
 - generează accidental vibrații și zgomote provocate de ciocnirea tamponelor cu contratampoanele, în cazul funcționării necorespunzătoare a diverselor mecanisme.
- 6) Mecanismul vătălei generează:
 - vibrații și zgomote datorită îndesării firului de bătătură în gura țesăturii;
 - vibrații datorită frecării între spată și firele de urzeală, și a suveicii cu spata și patul vătălei;
 - prin sistemul de antrenare vibrații ca urmare a jocurilor în articulații;
 - vibrații datorită mișcării de rotație neuniformă, schimbărilor de sens de mișcare

Principalele mărimi ce se urmăresc în studiul vibrațiilor sunt:

- amplitudinile vibrațiilor (deplasări, viteze, accelerații), spre a cunoaște dacă sunt dăunătoare sau nu sistemului oscilant sau mediului;
- pulsațiile proprii, respectiv frecvențele proprii, spre a cunoaște dacă există pericol de rezonanță.

La aceste mărimi principale s-au adăugat alte mărimi (viteza eficace, intensitatea vibrației, nivelul vibrației, coeficientul de percepere, etc.) cu care se poate aprecia efectul vibrațiilor asupra , sistemului, mediului și omului.

Datorită complexității fenomenelor vibratorii existente în timpul funcționării unei mașini de țesut, pentru a se putea face un studiu sunt necesare studii cinematice și dinamice ale mecanismelor mașinii influențate de caracteristicile proprii fiecărui mecanism.

O importanță deosebită la mașinile de țesut o prezintă mecanismul vătălei, care datorită rolului esențial de realizare a elementului de țesătură, respectiv a produsului pentru care a fost proiectată și construită mașina, necesită un studiu particular.

Aceasta rezultă și din schema generală de transmitere a mișcării (fig. 3.1), din care se observă că mecanismul vătălei este singurul mecanism care primește mișcarea direct de la arborele principal al mașinii.

3.3. Efecte datorate acționării vătălei

În funcționarea mașinii de țesut un rol important revine mecanismului de acționare a vătălei ce trebuie să execute o mișcare complexă ciclică.

Evident mișcarea vătălei nu este oscilație pur armonică, motiv pentru care apar accelerații și încetiniri ce pot să reprezinte surse importante de perturbare și deci de apariție a unor vibrații și zgomote suplimentare.

Pentru a estima aceste efecte este necesar să se poată preciza parametrii cinematici și pe această bază comportarea dinamică. Este motivul pentru care a fost necesar atenție deosebită studiului cinematic al diferitelor construcții de mecanisme de acționare a vătălei. Drept urmare s-au dezvoltat în continuare cercetări privind cinematica mecanismelor și apoi torsorul forțelor de inerției esențial pentru caracterizarea dinamică a comportării. De asemenea, pentru reducerea efectelor loviturilor a fost necesar să se analizeze posibilitatea realizării centrului de percuție.

Capitolul 4

MECANISME ARTICULATE DE ANTRENAREA A VĂTALEI

4.1. Mecanismul vătălă

La mașinile de țesut, clasice sau neconvenționale, importanță deosebită prezintă mecanismul vătălă. Rolul esențial al acestui mecanism este de a duce și îndesa firul de bătătură în gura țesăturii cu ajutorul spatei.

În funcție de modul de inserare a firului de bătătură, a destinației țesăturii, a caracteristicilor țesăturii, vătăla mai îndeplinește și alte funcții și cerințe, care sunt rezolvate parțial sau total prin alegerea corespunzătoare a parametrilor geometrici, cinematici și dinamici ai mecanismului.

Principalele funcții ale mecanismului vătălă sunt:

1. îndesarea firului de bătătură depus în rost de mecanismul de lansare, în gura țesăturii;
2. poziționarea purtătorului de bătătură în mișcarea relativă, balistică, în faza de depunere a firului de bătătură în rost;
3. asigurarea, prin intermediul spatei, a paralelismului firelor de urzeală și participarea la realizarea unor caracteristici fizice a țesăturii (lățime și desime);
4. susținerea și deplasarea în mișcarea sa a unor părți ale altor mecanisme (de lansare, de control al firului de bătătură, tampoane, etc.);
5. coordonarea și sincronizarea funcționării altor mecanisme.

În îndeplinirea acestor funcțiuni din punct de vedere tehnologic și cinematic se impun o serie de condiții.

- Mișcarea vătălei la mașinile de țesut clasice trebuie să fie de așa natură, încât la inserarea suveicii să fie cât mai redusă, ideal anulată.
- Îndesarea bătăturii trebuie să se facă prin deplasare și presare energetică și nu prin lovire.
- Amplitudinea oscilației vătălei să fie cât mai mică posibil pentru a evita frecarea excesivă și deci scămoșarea firelor de urzeală de către dinții spatei.
- Dimensiunile constructive, forma și masa vătălei împreună cu legea de mișcare să deteremine poziția, mărimea și sensul forțelor de inerție și să asigure o funcționarea cu cât mai reduse șocuri, vibrații și zgomote.

Cerințele și funcționarea mecanismelor vătală sunt relativ greu de îndeplinit simultan în corelație cu diversitatea caracteristicilor materiilor prime și cu cerințele produselor ce se realizează pe mașinile de țesut.

Din aceste motive se constată existența unei diversități de soluții adoptate de către firmele constructoare de mașini.

Pentru a putea studia mișcarea vătalei este necesară clasificarea diverselor tipuri de mecanisme vătală, cunoașterea construcției și funcționării precum și adoptarea unor modele simplificate.

Mecanismele vătală pot să fie cu bare articulate, cu camă sau diverse mecanisme complexe (camă și bare articulate).

În general, mașinile de țesut clasice sunt dotate cu un *mecanism vătală cu bare articulate*, antrenarea vătalei fiind realizată printr-un sistem manivelă-bielă. Acest mecanism vătală este un mecanism patrulater articulat manivelă-balansier, cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de mecanism vătală bielă-manivelă.

Varietatea realizărilor în construcția mecanismelor vătală cu bare articulate manivelă-balansier a permis o clasificare a lor pe baza unui criteriu, definit cu ajutorul raportului dintre lungimea manivelei (r) și lungimea bielei (l). Conform acestui criteriu, se deosebesc:

mecanisme cu bielă normală, pentru $1/4 \leq r/l \leq 1/6$;

mecanisme cu bielă scurtă, pentru $r/l < 1/4$;

mecanisme cu bielă lungă, pentru $r/l > 1/6$.

Mecanismul vătala manivelă-balansier este compus din manivelă (elementul conducător, de intrare) 1, biela 2, balansierul (elementul condus, de ieșire) 3, care este vătala propriu-zisă, batiul (element fix) 4, legăturile între elemente fiind realizate prin cuple cinematice (fig. 4.1).

În particular, mecanismul este dispus în spațiu pe lățimea mașinii de țesut și prezintă un plan vertical de simetrie. Din această cauză unele elemente cinematice sunt simetrice (manivele, biele, balansiere), dar execută mișcări în plane paralele cu planul de simetrie.

Vătala propriu-zisă este formată din picioarele (balansierele 3), unite prin intermediul patului vătalei 5, în care este fixată spata 6 cu ajutorul capacului vătalei 7. Pe vătală, datorită procesului de formare a țesăturii și a condițiilor tehnologice de lucru sunt amplasate și alte elemente cinematice ale unor mecanisme (mecanismul de lansare, mecanisme de siguranță și control). Acestea influențează forma și dimensiunile elementelor mecanismului vătală, cu repercusiuni asupra cinematicii și dinamicii mecanismului.

Din punct de vedere constructiv, în A, cupla cinematică este formată din fusul arborelui principal al mașinii de țesut și lagărul aparținând batiului (pereții de susținere). Arborele principal este un arbore cu doua coturi, care constituie manivelele mecanismului. În B, cupla cinematică face legătura dintre manivelă și bielă, care la rândul ei este articulată cu vătală propriu-zisă, prin intermediul bolțului vătalei, cu centrul C. Vătala propriu-zisă este articulată cu batiul prin intermediul axului vătalei, reprezentată prin cupla cinematică din D.

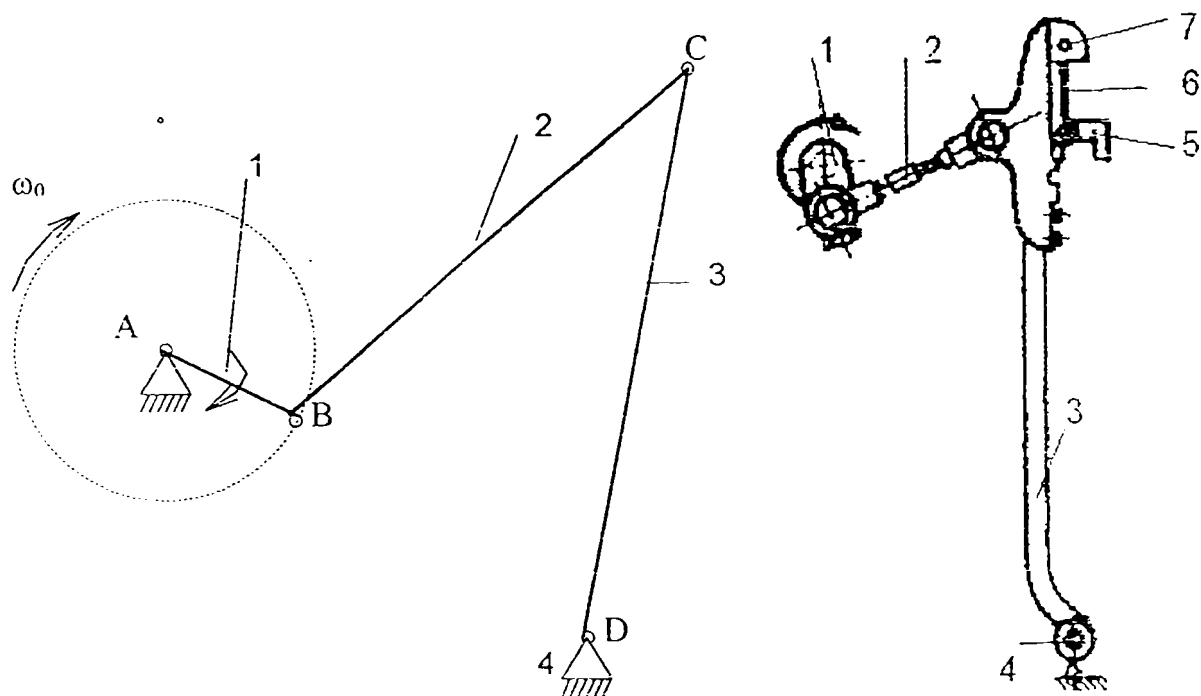


Fig.4.1 Mecanism vătăla manivelă balansier

De asemenea, pentru mecanismul vătăla patrulater articulată manivelă-balansier se folosesc curent denumiri ca de exemplu axial, respectiv neaxial (dezaxial), incomplet definite și care provin din asimilarea mecanismului vătăla cu modelul unui *mecanism manivelă-piston*, motiv pentru care în continuare vor fi tratate în mod special.

4.2. Mecanism axial și neaxial

Datorită dimensiunilor și pozițiilor elementelor mecanismelor vătăla întâlnite în practică se constată faptul că unghiul de oscilație al vătălei în jurul articulației D nu este mare (aproximativ $\pi/10$) pentru simplificare se poate considera că traiectoria punctului C este coarda $C''C'$ și nu arcul de cerc $C''C'$ (fig.4.2). În acest mod mecanismul patrulater articulată manivelă-balansier poate fi asimilat cu un mecanism manivelă – piston, care prezintă două variante constructive principale: axial și neaxial.

În literatura de specialitate textilă [52], se folosește pentru mecanismul vătăla patrulater articulată manivelă-balansier denumirea de mecanism axial sau mecanism neaxial.

Pentru a preciza dacă un mecanism vătăla este axial sau neaxial, precum și sensul dezaxialității, Reicher F. a stabilit un criteriu de recunoaștere.

Criteriul este formulat pe bază grafo-analitică, pornind de la ipoteza existenței unui mecanism axial și transformarea acestuia într-un mecanism neaxial.

În continuare, se dezvoltă un criteriu dimensional, pe bază analitică care exprimă condiția necesară și suficientă pentru a recunoaște caracterul axial sau neaxial al mecanismului vătăla, inclusiv sensul dezaxialității.

4.2.1. Mecanism axial

În multe cazuri antrenarea vătălei la mașina de țesut clasică se realizează printr-un sistem manivelă-bielă de tip axial, ceea ce înseamnă că cele două poziții cu manivela și biela coliniare, sunt suprapuse. Mai mult, se presupune că manivela și biela ajung coliniare pe orizontală.

Manivela AB de lungime r se rotește uniform în jurul articulației fixe A și este articulată în B cu biela BC de lungime l , presupusă suficient de mare față de r , C fiind articulația dintre bielă și piciorul vătălei. Vătala are o mișcare de rotație oscilatorie în jurul articulației fixe D, iar distanța până la articulația C este $DC=b$.

Pentru a determina poziția mecanismului se consideră unghiul α dintre manivela AB și orizontală (fig.4.2.). Astfel, coliniaritatea trebuie să se realizeze pentru $\alpha=0$, când manivela și biela au poziția AB' și B'C', precum și pentru $\alpha=\pi$ când au poziția AB'' și B''C''.

Conform inegalităților cunoscute, în triunghiul ABC latura AC satisface condiția

$$-AB+BC < AC < AB+BC, \quad (4.1)$$

care se mai poate scrie

$$-r+l < AC < l+r, \quad (4.2)$$

Dar $AC' = AB + B'C' = l+r$ iar $AC'' = -AB'' + B''C'' = -r$ încât inegalitățile triunghiului devin

$$AC' = AC - AC'' \quad (4.3)$$

În consecință C' și C'' vor fi pozițiile punctului C aflate la distanța maximă și minimă față de punctul A.

După cum se constată pozițiile extreme din față și spate ale articulației C corespund coliniarității dintre manivelă și bielă.

4.2.2. Mecanism neaxial

După cum s-a arătat în cazul mecanismului axial centrul de rotație A al manivelei se află pe dreapta ce unește pozițiile extreme ale articulației C, a vătălei cu biela. Spre deosebire de acest caz, se arată în fig.4.3 mecanismul cu dezaxialitate negativă, iar în fig.4.4, cu dezaxialitate pozitivă.

Se consideră mecanismul format din manivela AB de lungime r și biela BC de lungime l , care antrenează piciorul vătălei CD, într-o mișcare oscilatorie de rotație față de centrul D. Piciorul vătălei și biela sunt articulate în punctul C aflat la distanța b față de articulația D. De asemenea proiecțiile pe orizontală și verticală ale segmentului DA, de mărime $DA=a$ sunt a_1 și a_2 (fig.4.3).

Manivela se rotește în jurul articulației A cu viteza unghiulară constantă ω .

Se observă că există două poziții în care biela și manivela sunt coliniare. Prima notată AB'C' este cu biela B'C' în prelungirea manivelei AB', iar cealaltă AB''C'' cu biela B''C'' suprapusă peste manivela AB''.

În general, dreapta ce unește articulațiile C' și C'' nu trece prin punctul fix A, adică mecanismul este neaxial așa cum se arată în fig.4.3 și fig.4.4.

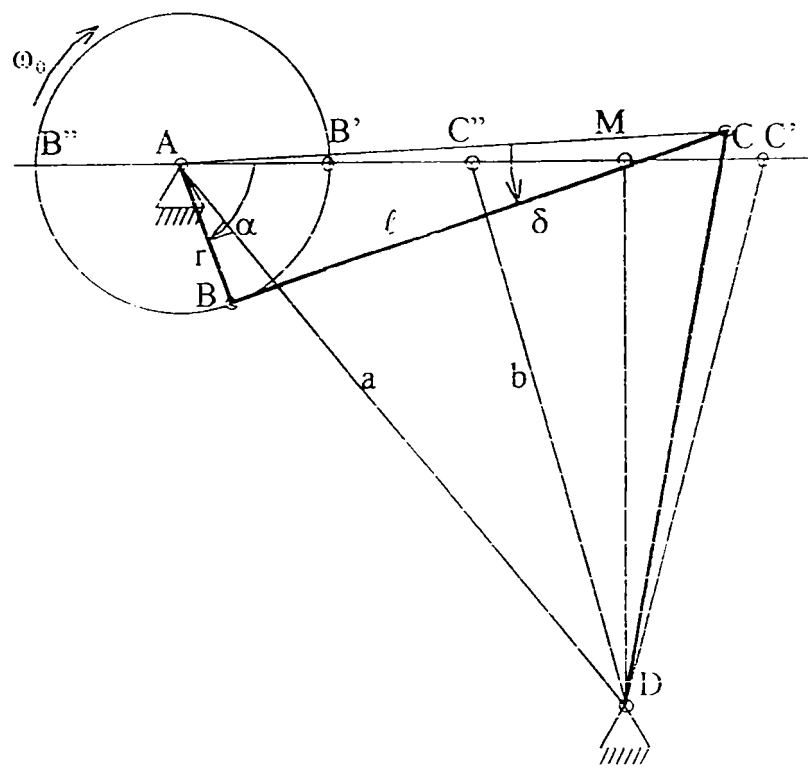


Fig.4.2 Mecanism vătălă axial

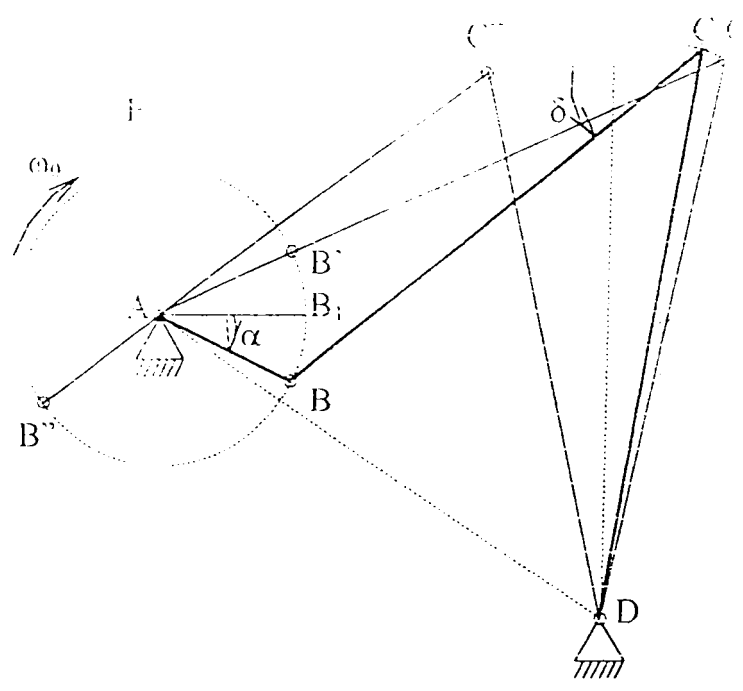


Fig.4.3 Mecanism vătălă neaxial, cu dezaxialitate negativă

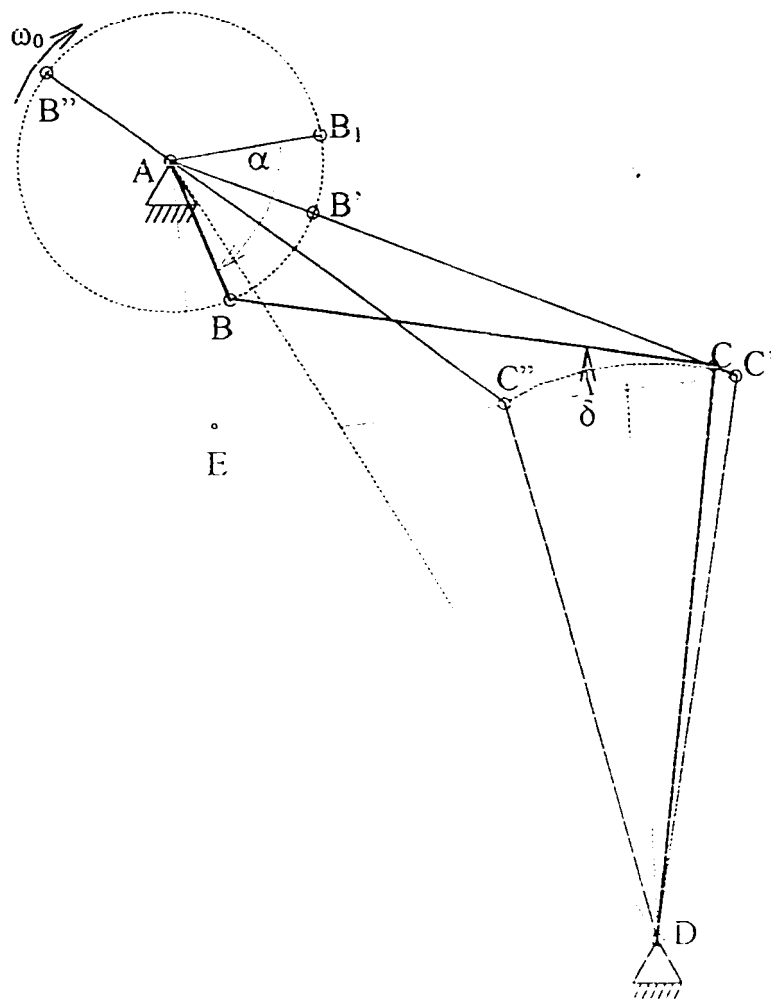


Fig.4.4 Mecanism vătălă neaxial, cu dezaxialitate pozitivă

La un moment dat mecanismul ocupă poziția precizată prin manivela AB și biela BC.

Dacă se consideră triunghiul ABC, inegalitățile geometrice cunoscute pentru latura AC vor da

$$AB + BC < AC < AB + BC, \quad (4.4)$$

sau

$$-r + l < AC < r + l.$$

Dar $AC' = AB' + B'C' = r + l$ și $AC'' = -AB'' + B''C'' = -r + l$, încât inegalitățile anterioare se pot scrie

$$AC'' < AC < AC'. \quad (4.5)$$

Aceasta arată că articulația C se află la distanța maximă de A în poziția C' și la distanța minimă în poziția C''. Astfel, C' determină articulația C în poziția extremă din față, iar C'' în poziția extremă din spate.

4.3. Cinematica mecanismului axial

4.3.1. Condiția de axialitate

Axialitatea mecanismului din fig.4.2 poate fi stabilită printr-o condiție geometrică exprimată cu ajutorul distanței $AD=a$.

Considerând mijlocul M al segmentului $C''C'$, rezultă $AM=\ell$ și deci $C''M=MC'=r$. Dar în triunghiul isoscel $DC'C''$ mediana DM este înălțime. Astfel, din triunghiul dreptunghic AMD se obține

$$DM^2 = AD^2 - AM^2 = a^2 - \ell^2, \quad (4.6)$$

iar din triunghiul dreptunghic DMC'

$$DM^2 = C'D^2 - C'M^2 = b^2 - r^2. \quad (4.7)$$

Dacă se egalează expresiile găsite (4.6) și (4.7), rezultă

$$a^2 = b^2 + \ell^2 - r^2. \quad (4.8)$$

Această relație (4.8) exprimă criteriul dimensional ce trebuie să fie satisfăcut pentru ca mecanismul să fie axial.

În plus mărimile proiecțiilor segmentului AD vor fi pe orizontală ℓ iar pe verticală $\sqrt{b^2 - r^2}$. De fapt, sunt condiții suplimentare, necesare pentru ca pozițiile extreme C' și C'' ale lui C să fie pe orizontală ce trece prin A , aceasta este necesar pentru ca piciorul vătalei să oscileze în jurul poziției verticale.

4.3.2. Legile mișcării, vitezei și accelerației punctului de articulație al vătalei

Deplasarea punctului C se calculează față de poziția extremă din față C'

Ținând seama că lungimea manivelei în raport cu cea a piciorului vătalei este foarte mică ($r \ll b$), arcul $C'C''$ poate fi asimilat prin coarda $C'C''$ iar poziția punctului este dată de coordonata $x=C'C''$

Dacă se notează prin δ unghiul dintre biela BC și orizontală, coordonata lui C va fi

$$x = C'A - CA = r + \ell - (r \cos \alpha + \ell \cos \delta), \quad (4.9)$$

sau

$$x = r(1 - \cos \alpha) + \ell(1 - \cos \delta) \quad (4.9')$$

Dar în triunghiul ABC , conform teoremei sinusului

$$\frac{r}{\sin \delta} = \frac{\ell}{\sin \alpha}, \quad (4.10)$$

legea mișcării (4.9') după eliminarea unghiului δ devine

$$x = r(1 - \cos \alpha) + \ell \left(1 - \sqrt{1 + \frac{r^2}{\ell^2} \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.11)$$

Pe de altă parte, raportul subunitar r/ℓ fiind suficient de mic, prin aproximări din relația (4.11) se deduce

$$x = r(1 - \cos \alpha) + \frac{r^2}{2\ell} \sin^2 \alpha, \quad (4.12)$$

unde

$$\alpha = \omega_0 t = \frac{\pi n_0}{30} t$$

Evident legea mișcării (4.12) se anulează pentru $\alpha=0$ și $\alpha=2\pi$, iar pentru $\alpha=\pi$ are maximum $x_{\max}=2r$.

Prin derivarea relației (4.12) în raport cu timpul t se ajunge la legea de variație a vitezei

$$v = \omega_0 r \left(\sin \alpha + \frac{r}{\ell} \sin 2\alpha \right), \quad (4.13)$$

care după o nouă derivare va conduce la legea de variație a accelerației

$$a = \omega_0^2 r \left(\cos \alpha + \frac{r}{\ell} \cos 2\alpha \right) \quad (4.14)$$

Pentru a determina extremele vitezei, se anulează accelerația și rezultă soluția valabilă

$$\cos \alpha = \frac{-\ell + \sqrt{\ell^2 + 8r^2}}{4r} \quad (4.15)$$

Corespunzător pentru α există două soluții $\alpha_1 \in (0, \pi/2)$ și $\alpha_2 \in (3\pi/2, 2\pi)$, viteza fiind maximă în primul caz și minimă în al doilea.

Analog, extremele accelerației rezultă din anularea derivatei legii accelerației (4.14). Mai întâi rezultă ecuația

$$\sin \alpha = 0, \quad (4.16)$$

a cărei soluții $\alpha=0$ și $\alpha=2\pi$ conduc la un același maxim, precum și $\alpha=\pi$ ce dă un alt minim. În sfârșit, cealaltă ecuație obținută este

$$\cos \alpha = -\frac{1}{4} \frac{\ell}{r} \quad (4.17)$$

și are soluții numai pentru $\ell/r \leq 4$. Dacă această condiție este satisfăcută, se obțin două soluții $\alpha' \in (\pi/2, \pi)$ și $\alpha'' \in (\pi, 3\pi/2)$, cărora le corespunde aceeași valoare minimă.

4.3.3. Sisteme manivelă-bielă de antrenare a vătalei

Caracterizarea cinematică a sistemelor manivelă-bielă de acționare a vătalei se va face cu ajutorul raportului $j=\ell/r$.

Pentru sistemul ce corespunde raportului $j < 4$, denumit cu bielă scurtă, sunt de evidențiat în cazul accelerației cele două minime date de unghiurile α' și α'' , între care la $\alpha=\pi$ este un maxim. mișcarea se deosebește fundamental de cazul armonic simplu.

Pentru mecanismul ce corespunde raportului dat de inegalitatea $4 \leq j \leq 6$, denumit cu bielă normală, nu mai există soluțiile α' și α'' , accelerația are un singur minim dat de unghiul $\alpha = \pi$. Deși aspectul general este apropiat de diagrama funcției armonice, unghiurile α_1 și α_2 corespunzătoare extremelor legii vitezelor, respectiv anulării accelerației, diferă mult de cele din cazul armonic.

În sfârșit, pentru mecanismul ce corespunde raportului $j > 6$, denumit cu bielă lungă, sunt valabile considerațiile din cazul precedent, numai că atât viteza cât și accelerația, au valori nule sau extreme foarte apropiate de cele din cazul armonic. Într-adevăr, cazul limită ce corespunde la l foarte mare ($j \rightarrow \infty$) conduce, așa cum se poate ușor verifica, la considerarea numai a primei componente armonice. Dar și pentru mărimea $j=6$ se obține $v_{Cmax} = 1,013 \cdot v_B$ pentru $\alpha_1 = 1,41 \text{ rad}$ ($= 80^\circ 53' 28''$) în loc de v_B pentru $\alpha_1 = 1,57 \text{ rad}$ ($= 90^\circ$) din cazul pur armonic și $v_{Cmin} = -1,013 \cdot v_B$ pentru $\alpha_2 = 4,87 \text{ rad}$ ($= 279^\circ 6' 32''$) în loc de $-v_B$ pentru $\alpha_2 = 4,71 \text{ rad}$ ($= 270^\circ$).

4.3.4. Exemplu de calcul

Rezultatele obținute se exemplifică pentru cazul $r=72 \text{ mm}$, $l=270 \text{ mm}$, $b=730 \text{ mm}$, și $a=775 \text{ mm}$, iar $n_0=200 \text{ rot/min}$.

Pentru aceste date se poate scrie

$$a^2 = b^2 + l^2 - r^2 = 730^2 + 270^2 - 72^2 = 775^2,$$

ceea ce arată că este verificat criteriul metric (4.10) și deci mecanismul este axial. Pentru ca vătala să oscileze în jurul verticalei mărimile proiecțiilor segmentului AD pe orizontală și verticală trebuie să fie 270 mm și $\sqrt{730^2 - 72^2} = 726,5 \text{ mm}$.

Punctul B va avea viteza

$$v_B = \omega_0 \cdot r = \frac{\pi n_0}{30} \cdot r = \frac{200\pi}{30} \cdot 0,072 = 1,508 \text{ m/s}.$$

Extremele vitezei lui C corespund pozițiilor date de ecuația $\cos \alpha = 0,23677$, a cărei soluție $\alpha_1 = 76^\circ 18' 15''$, respectiv $\alpha_1 = 1,33 \text{ rad}$, va da valoarea maximă $v_{Cmax} = 1,558 \text{ m/s}$ și $\alpha_2 = 283^\circ 41' 45''$, respectiv $\alpha_2 = 4,95 \text{ rad}$, dă valoarea minimă $v_{Cmin} = -1,558 \text{ m/s}$.

Punctul B va avea accelerația

$$a_B = \omega_0^2 \cdot r = \left(\frac{\pi n_0}{30} \right)^2 \cdot r = \left(\frac{200\pi}{30} \right)^2 \cdot 0,072 = 31,583 \text{ m/s}^2.$$

Accelerația punctului C are valoarea maximă $a_{C0} = 40 \text{ m/s}^2$ pentru $\alpha = 0$ și $\alpha = 2\pi$, precum și $a_{C1} = 23,16 \text{ m/s}^2$ pentru $\alpha = \pi$. De asemenea există valori minime ale accelerației

Diagrama mișcării

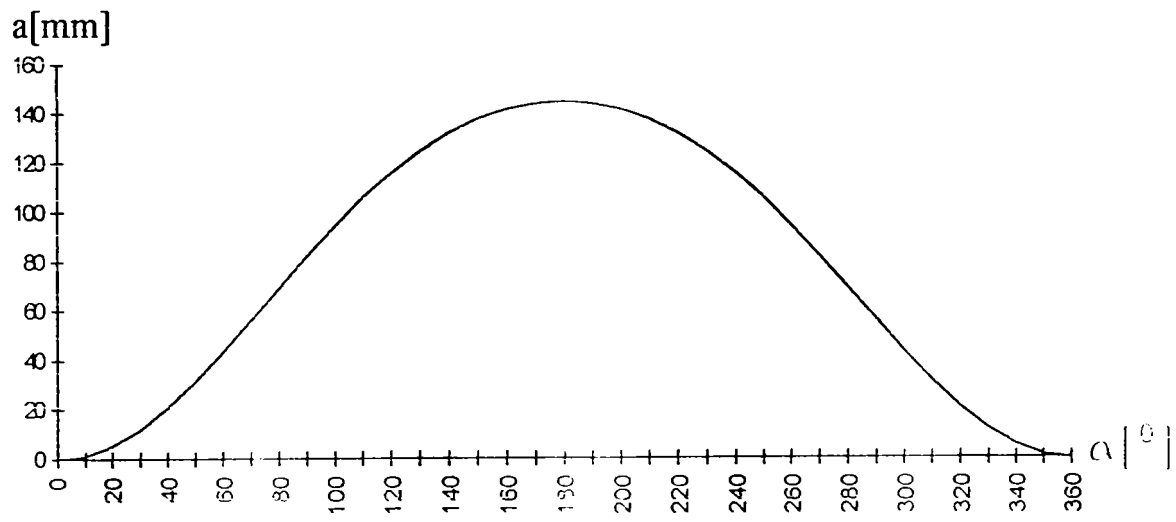


Diagrama vitezei

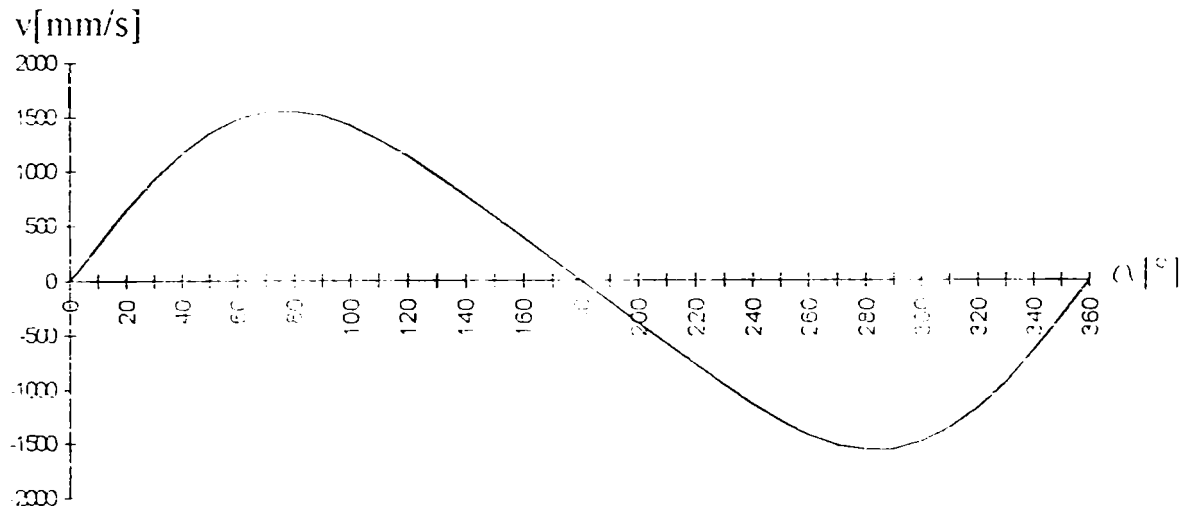


Diagrama accelerației

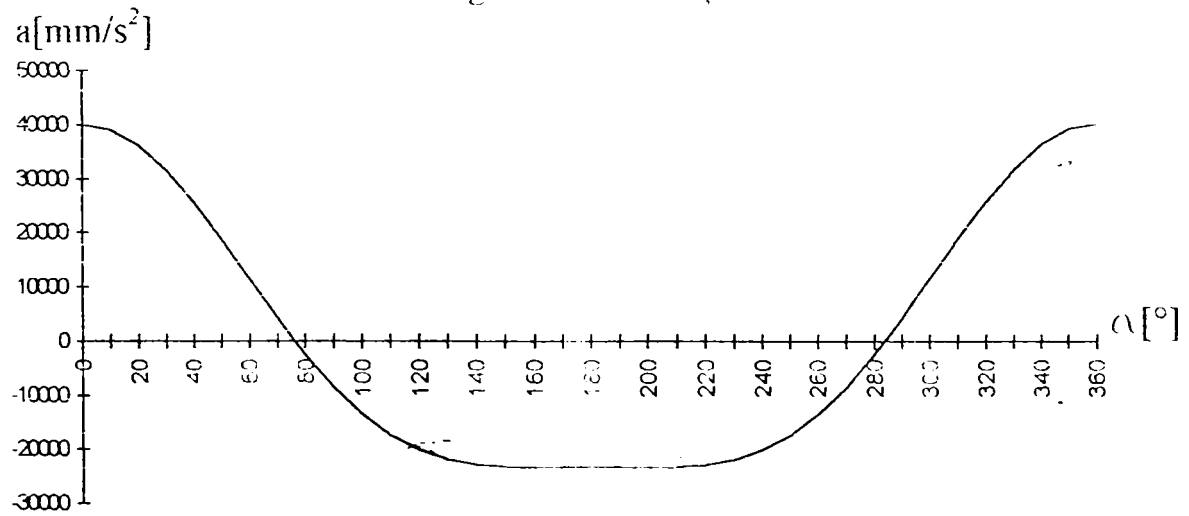


Fig. 4.5

lui C în pozițiile date de ecuația $\cos\alpha = -0,9375$, cu soluțiile $\alpha' = 159^\circ 38' 9''$, respectiv $\alpha'' = 200^\circ 21' 51''$, respectiv $\alpha'' = 3,5 \text{ rad}$, pentru care se găsește aceeași mărime a accelerației $a'_c = a''_c = -23,23 \text{ m/s}^2$.

Diagramele mișcării vitezei și accelerației se arată în fig.4.5.

4.3.5. Planul vitezelor și accelerațiilor

Metoda vectorială constă în determinarea caracteristicilor cinematice cu ajutorul planului vitezelor și accelerațiilor.

Metodologia de determinare a vitezelor și accelerațiilor este cunoscută pentru mecanismul axial de antrenare al vătalei [11], [12].

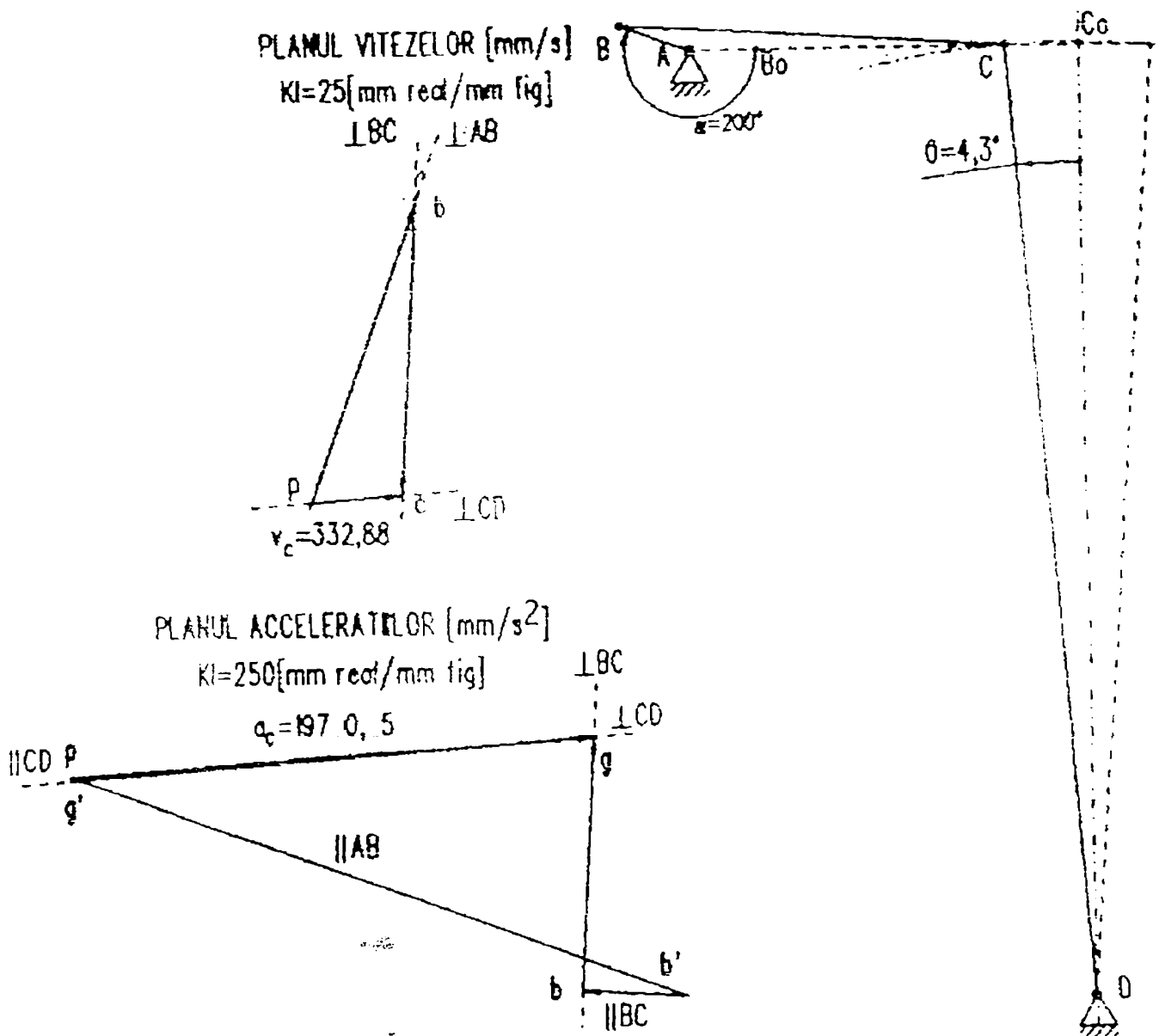


Fig. 4.6

Datorită utilizării calculatorului această metodologie se poate ușor extinde la un număr mare de poziții ale manivelei. Astfel, rezultă imediat variația elementelor cinematice ale punctului C de pe vătăla funcție de poziția manivelei. Pentru

mecanismul axial al vătaiei cu sistem manivelă-bielă s-au considerat dimensiunile $r=AB=56\text{mm}$, $l=BC=290\text{mm}$, $b=CD=706\text{mm}$, $a=AD=760\text{mm}$, precum și viteza unghiulară de rotație $\omega=20,94\text{rad/s}$ ce corespunde turației de 200 rot/min. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor în poziția dată a manivelei se arată în fig.4.6.

4.4. Cinematica mecanismului neaxial

4.4.1. Dezaxialitatea mecanismului

Considerând mecanismul neaxial din fig.4.3. sau fig.4.4 și se notează unghiul $C'AD$ prin ψ' , iar unghiul $C''AD$ prin ψ'' .

În triunghiul $C'AD$, se scrie relația geometrică

$$C'D^2 = DA^2 + C'A^2 - 2DA \cdot C'A \cos \psi', \quad (4.18)$$

de unde se deduce

$$\cos \psi' = \frac{DA^2 + C'A^2 - C'D^2}{2DA \cdot C'A}. \quad (4.19)$$

Dar $C'A=l+r$, încât după introducerea datelor rezultă

$$\cos \psi' = \frac{a^2 + (l+r)^2 - b^2}{2a(l+r)}. \quad (4.19')$$

Analog din triunghiul $C''AD$ se poate scrie

$$C''D^2 = DA^2 + C''A^2 - 2DA \cdot C''A \cos \psi'', \quad (4.20)$$

unde $C''A=l-r$ și astfel, se găsește

$$\cos \psi'' = \frac{a^2 + (l-r)^2 - b^2}{2a(l-r)}. \quad (4.21)$$

Condiția ca mecanismul să fie axial, presupune că punctele A , B' , B'' , C' și C'' să fie pe aceeași dreaptă, ceea ce înseamnă că trebuie îndeplinită egalitatea

$$\psi' = \psi''$$

care exprimă criteriul dimensional pentru verificarea existenței mecanismului axial (4.8)

Evident condiția este și suficientă, deoarece prin înlocuirea relației date de criteriul metric în expresiile lui $\cos \psi'$ și $\cos \psi''$, se deduce

$$\psi' = \psi'' = \psi \quad (4.22)$$

unde, $\cos \psi = l/a$.

Mecanismul este neaxial în ipoteza că nu se verifică criteriul metric.

În primul rând se va considera sistemul cu dezaxialitate pozitivă, adică

$$b^2 + l^2 - r^2 > a^2. \quad (4.23)$$

Analog, sistemul cu dezaxialitate negativă este caracterizat prin inegalitatea

$$b^2 + l^2 - r^2 < a^2. \quad (4.24)$$

Ținând seama de diferența

$$\cos \psi'' - \cos \psi' = \frac{r \left(\frac{a^2 - b^2}{\ell^2 - r^2} - 1 \right)}{a(\ell^2 - r^2)} = \frac{r(a^2 - b^2 - \ell^2 + r^2)}{a(\ell^2 - r^2)} \quad (4.25)$$

se observă că pentru dezaxialitate pozitivă (4.23) rezultă $\cos \psi'' > \cos \psi'$ și deci $\psi'' < \psi'$, iar pentru dezaxialitate negativă (4.24) $\cos \psi'' > \cos \psi'$ și $\psi'' > \psi'$.

În raport cu dreapta $AB'C'$, aleasă de referință, segmentul AC'' este înclinat cu unghiul $\psi'' - \psi'$. Astfel, pentru dezaxialitate pozitivă, punctul C'' aflat la distanța $AC'' < AC'$ este situat sub dreapta $AB'C'$, ceea ce arată că dreapta $C''C'$ trece sub punctul A. Este cazul arătat în fig.4.4., distanța de la punctul A la dreapta $C''C'$ este $AE=e$.

Din contră, pentru dezaxialitate negativă, punctul C'' este situat deasupra dreptei $AB'C'$, ceea ce arată că dreapta $C''C'$ este situată deasupra punctului A la distanța $AE=e$, este cazul arătat în fig.4.3.

4.4.2. Determinarea legii mișcării

Odată stabilite condițiile geometrice caracteristice ale mecanismului neaxial de antrenare al vătalei, se poate trece la determinarea mișcării articulației C a vătalei cu biela între pozițiile extreme C' și C'' .

Punctul C se deplasează pe o traiectorie circulară cu centrul D și rază $DC=b$. Raportul r/b la mașinile de țesut fiind suficient de mic, se poate presupune că punctul C rămâne permanent pe coarda $C'C''$.

Poziția punctului C se determină cu ajutorul coordonatei $x=C'C$. Originea C' va fi considerată și ca poziție inițială.

Pentru fiecare din mecanismele neaxiale date în fig.4.3 și fig.4.4, mișcarea se studiază în același mod.

Pozițiile C' și C'' pot fi precizate cu ajutorul unghiurilor u' și u'' pe care segmentele DC' și DC'' le formează cu dreapta DA.

În triunghiurile $C'DA$ și $C''DA$ se scriu relațiile geometrice

$$C'A^2 = C'D^2 + AD^2 - 2C'D \cdot AD \cos u' \quad (4.26)$$

și

$$C''A^2 = C''D^2 + AD^2 - 2C''D \cdot AD \cos u'' \quad (4.27)$$

Din aceste relații rezultă

$$\cos u' = \frac{a^2 + b^2 - (\ell + r)^2}{2ab} \quad (4.28)$$

și

$$\cos u'' = \frac{a^2 + b^2 - (\ell - r)^2}{2ab} \quad (4.29)$$

iar pentru unghiul $C''DC'$ rezultă măsura $u' - u'' = u$.

Piciorul vătalei va oscila în jurul poziției înclinate față de orizontală cu unghiul

$$\frac{u' + u''}{2} + \arctg \frac{a_2}{a_1} \quad (4.30)$$

Odată u determinat, se poate calcula mărimea deplasării maxime

$$C'C'' = 2b \sin \frac{u}{2}. \quad (4.31)$$

Pentru precizarea mișcării mai este necesar să se găsească unghiul $AC'C''$ notat prin δ' .

Relația geometrică cunoscută pentru latura $C''A$ în triunghiul $C'C''A$ se scrie

$$C''A^2 = C'A^2 + C'C''^2 - 2C'A \cdot C'C'' \cos \delta', \quad (4.32)$$

iar după înlocuiri se obține

$$\cos \delta' = \frac{\ell + b^2 \sin^2 \frac{u}{2}}{b(\ell + r) \sin \frac{u}{2}}. \quad (4.33)$$

Condiția $\cos \delta' < 1$ conduce la inegalitățile

$$\frac{r}{b} < \sin \frac{u}{2} < \frac{\ell}{b} \quad (4.34)$$

satisfăcute deoarece $2r < C'C'' < 2\ell$.

De asemenea, din triunghiul $C'AE$ rezultă distanța $AE = e$ de la punctul A la dreapta $C'C''$, și anume

$$e = (\ell + r) \sin \delta'. \quad (4.35)$$

În vederea stabilirii legii mișcării, se consideră unghiul α format de manivela AB cu raza AB_1 , dusă paralel cu dreapta $C'C''$. Se mai introduce unghiul auxiliar δ dintre biela BC și dreapta $C'C''$. Astfel, deplasarea punctului C

$$x = C'C'' - C'E - CE, \quad (4.36)$$

după calculul proiecțiilor poate fi scrisă

$$x = (\ell + r) \cos \delta' - (r \cos \alpha + \ell \cos \delta). \quad (4.37)$$

Inițial se va studia cazul cu dezaxialitate negativă (fig. 4.3). Calculul lungimii perpendicularei duse din B pe dreapta $C'C''$ pe două căi diferite conduce la relația

$$r \sin \alpha = e - \ell \sin \delta. \quad (4.38)$$

Dacă pe baza acestei relații se elimină δ din legea mișcării (4.37), se obține

$$x = (\ell + r) \cos \delta' \left[r \cos \alpha - \ell \sqrt{1 - \frac{(r \sin \alpha + e)^2}{\ell^2}} \right]. \quad (4.39)$$

Dar pentru r/ℓ suficient de mic se poate presupune că și raportul $(r \sin \alpha + e)/\ell$ este de asemenea mic și deci în urma aproximărilor legea mișcării (4.39) se poate pune sub forma

$$x = \sqrt{(\ell + r)^2 - e^2} - \ell + \frac{e^2}{2\ell} - r \left(\cos \alpha - \frac{r}{2\ell} \sin^2 \alpha - \frac{e}{\ell} \sin \alpha \right). \quad (4.40)$$

Deoarece poziția inițială a lui C s-a considerat C' , rotația cu viteza unghiulară ω_0 aduce manivela din poziția AB'' în AB , ceea ce înseamnă că $\omega_0 t = \alpha + \delta'$ și deci $\alpha = \omega_0 t - \delta'$.

Prin urmare, legea mișcării punctului C în cazul mecanismului cu dezaxialitate pozitivă este

$$x = K - r \left[\cos(\omega_0 t - \delta') - \frac{r}{2\ell} \sin^2(\omega_0 t - \delta') - \frac{e}{\ell} \sin(\omega_0 t - \delta') \right], \quad (4.41)$$

unde $K = \sqrt{(\ell + r)^2 - e^2} - \ell + \frac{e^2}{2\ell}$ este constantă cunoscută.

Pentru mecanismul cu dezaxialitate pozitivă, relația geometrică (4.23) scrisă referitor la perpendiculara din B pe dreapta C'C", devine

$$r \sin\alpha + \ell \sin\delta = e \quad (4.42)$$

De asemenea, rotației manivelei de la poziția AB' la poziția AB îi va corespunde unghiul $\omega_0 t = \alpha - \delta'$ și ca urmare $\alpha = \omega_0 t + \delta'$.

Procedând analog ca în cazul precedent, legea mișcării pentru mecanismul cu dezaxialitate negativă va fi

$$x = K - r \left[\cos(\omega_0 t + \delta') - \frac{r}{2\ell} \sin^2(\omega_0 t + \delta') + \frac{e}{\ell} \sin(\omega_0 t + \delta') \right], \quad (4.43)$$

constantă K având aceeași expresie.

4.4.3. Exemplu de calcul

Rezultatele obținute se pot aplica pentru următoarele date $r=65\text{mm}$, $\ell=267\text{mm}$, $b=728\text{mm}$, $a_1=470\text{mm}$, $a_2=635\text{mm}$ și $n_0=200\text{rot/min}$. Astfel, se deduce

$$b^2 - \ell^2 - r^2 = 728^2 - 267^2 - 65^2 = 772.7^2$$

și

$$a_1^2 + a_2^2 = 470^2 + 635^2 = 790^2.$$

După cum se constată mecanismul este cu dezaxialitate negativă (4.24). În continuare din relațiile (4.19') și (4.21) se calculează

$$\cos\psi' = \frac{790^2 - 332^2 - 728^2}{2 \cdot 790 \cdot 332} = 0,3895,$$

de unde $\psi' = 67^\circ 4' 26''$, ($\psi' = 1,17\text{rad}$) și

$$\cos\psi'' = \frac{790^2 + 202^2 - 728^2}{2 \cdot 790 \cdot 202} = 0,4227,$$

ceea ce dă $\psi'' = 65^\circ$, ($\psi'' = 1,134\text{rad}$).

Deoarece $\psi'' < \psi'$, se verifică ușor că dreapta C'C" trece sub punctul A și deci mecanismul este cu dezaxialitate negativă.

Din relațiile (4.28) și (4.29) se mai calculează

$$\cos u' = \frac{790^2 + 728^2 - 332^2}{2 \cdot 790 \cdot 728} = 0,9075,$$

de unde $u' = 24^\circ 50' 9''$, ($u' = 0,433\text{rad}$) și

$$\cos u'' = \frac{790^2 + 728^2 - 202^2}{2 \cdot 790 \cdot 728} = 0,9678,$$

ceea ce dă $u'' = 14^\circ 33' 50''$, ($u'' = 0,254\text{rad}$). Astfel se obține $u = u' - u'' = 10^\circ 16' 19''$ ($u = 0,179\text{rad}$), iar pe baza relației (4.30) poziția medie de oscilație a piciorului vătalei este înclinată față de orizontală cu unghiul

$$19^\circ 42' + \arctg \frac{635}{470} = 73^\circ 1' 33''.$$

De asemenea, deplasarea maximă, calculată cu relația (4.31) va fi

$$C'C'' = 2 \cdot 728 \sin \frac{0,179}{2} = 130,14 \text{ mm} .$$

Apoi din ecuația

$$\cos \delta' = \frac{267 \cdot 65 + 728^2 \sin^2 \frac{0,179}{2}}{728 \cdot 332 \sin \frac{0,179}{2}} .$$

care în urma calculelor devine $\cos \delta' = 0,9935$, rezultă soluția $\delta' = 2^{\circ} 3' 31''$ ($\delta' = 0,0359 \text{ rad}$).

Distanța de la A la dreapta C'C'' este $e = 332 \cdot \sin 0,0359 = 11,93 \text{ mm}$.

Deoarece $\omega_0 = 200\pi/30 = 20,94 \text{ rad/s}$, legea mișcării articulației C, conform relației (4.43) va fi

$$x = 65,05 - 65 \left(\cos \alpha - 0,122 \sin^2 \alpha + 0,0447 \sin \alpha \right),$$

unde $\alpha = 20,94t + 0,0359 \text{ rad}$.

Capitolul 5

ANTRENAREA ÎN MIȘCARE OSCILATORIE A VĂTALEI PRIN SISTEM MANIVELĂ-BIELĂ

Antrenarea în mișcare oscilatorie prin sistemul manivelă-bielă a vătălei este cea mai des folosită la mașinile convenționale de țesut.

După cum s-a arătat în capitolul precedent, în funcție de mărimea raportului dintre lungimea manivelei și a bielei, aceste mecanisme se pot grupa în mecanisme denumite: *cu bielă normală*, *cu bielă scurtă*, și *cu bielă lungă*.

Mecanismele cu bielă normală se folosesc în general în sectorul de bumbac, la mașini înguste și semilate, care lucrează cu turații relativ mari, pentru realizarea articolelor ușoare și mijloci și care nu necesită forțe prea mari de îndesare.

Mecanismele cu bielă scurtă se folosesc, în general, în sectorul prelucrărilor firelor tip lână și al realizării articolelor tehnice produse pe mașini semilate, late și extralate, care lucrează cu turații în general mici și care necesită forțe mari de îndesare.

Mecanismele cu bielă lungă se folosesc în sectorul de mătase unde se prelucrează fire sensibile, pretențioase și unde forțele de îndesare trebuie să fie cât mai mici și cât mai uniform aplicate [71].

Studiul cinematic al mecanismului vătălei presupune determinarea distribuției de viteze și accelerații care se realizează prin mai multe metode grafice, grafo-analitice și analitice.

În lucrare, s-a optat pentru o metodă grafo-analitică, folosind planul vitezelor și accelerațiilor aplicat prin intermediul unor programe de proiectare asistată de calculator *CADdy V8.00* și *CADdy V9.00*, pentru că prezintă avantajul vizualizării vectorilor viteză și accelerație ca mărime, direcție și sens, corespunzând direcției sensului invers al forțelor de inerție necesare unui studiu al dinamicii mecanismului.

5.1. Cinematica antrenării vătălei cu bielă normală

5.1.1. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor

Mecanismul de antrenare al vătălei cuprinde arborele principal al mașinii, având axa geometrică A, cu două coturi care constituie manivelele AB. În punctul B, manivelele sunt articulate cu bieele BC, care se articulează cu balansierul CD, adică vătala propriu-zisă, (fig.5.1a, 5.2a, 5.3a, 5.4a).

După cum se știe în mișcarea manivelei vectorul \vec{v}_B este perpendicular pe manivela AB, orientat în sensul de rotație al manivelei și are modulul $v_B = \omega AB$, unde ω reprezintă viteza unghiulară a manivelei AB.

Pentru determinarea vitezei punctului C se pornește de la formula:

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{BC} \quad (5.1)$$

unde: \vec{v}_{BC} este viteza punctului C raportată la punctul B de direcție perpendiculară pe segmentul BC care are sensul și modul necunoscute. Dar punctul C aparține și vătalei, încât viteza va fi perpendiculară pe direcția CD.

În polul p ales arbitrar pentru construcția planului vitezelor manivelei, se trasează la scară viteza $\vec{v}_B = \overline{pb}$. Apoi la intersecția dreptei perpendiculare pe BC cu dreapta perpendiculară pe DC se află punctul c vârful vitezei $\vec{v}_C = \overline{pc}$. Din planul vitezelor rezultă și componenta $\vec{v}_{BC} = \overline{bc}$.

Planul accelerațiilor se construiește ținând seama că: rotația manivelei este uniformă și deci există numai accelerația normală a punctului B. Vectorul \vec{a}_B are direcția paralelă cu AB, sensul de la B către A și modulul $a_B = a_B^n = \omega^2 AB$.

Pentru determinarea accelerației punctului C, inițial se folosește formula:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{BC} \quad (5.2)$$

unde: \vec{a}_{BC} este accelerația punctului C față de punctul B și poate fi pusă sub formă:

$$\vec{a}_{BC} = \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t \quad (5.3)$$

Componenta normală \vec{a}_{BC}^n are direcția BC a bielei, sensul de la C către B și mărimea:

$$a_{BC}^n = \frac{v_{BC}^2}{BC} \quad (5.4)$$

iar componenta tangențială \vec{a}_{BC}^t are direcția perpendiculară pe dreapta BC.

Pe de altă parte pentru articulația C considerată a vătalei în mișcare circulară cu centrul D, accelerația se mai scrie:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_C^n + \vec{a}_C^t \quad (5.5)$$

Componenta normală \vec{a}_C^n are direcția razei CD sensul de la C către D și mărimea:

$$a_C^n = v_C^2 / CD$$

pe când componenta tangențială \vec{a}_C^t are cunoscută numai direcția perpendiculară pe dreapta CD.

Planul accelerațiilor are ca punct de pornire polul π în care se așează la scară vectorul accelerație $\vec{a}_B = \overline{\pi\beta}$ și apoi componenta $\vec{a}_{BC}^n = \overline{\beta\beta'}$ paralelă cu dreapta BC de mărime:

$$a_{BC}^n = \frac{(bc)^2}{BC}$$

Cealaltă componentă $\bar{a}_{BC}^t = \overline{\beta' \gamma}$ nu este cunoscută decât ca direcție fiind perpendiculară pe BC.

Dacă acum se consideră mișcarea circulară a punctului C în jurul centrului de rotație D, componenta normală $\bar{a}_C^n = \overline{\pi \gamma'}$ poate fi construită deoarece are mărimea:

$$a_C^n = \frac{(pc)^2}{DC}$$

și este paralelă cu dreapta CD. Perpendicular pe aceasta se va afla componenta $\bar{a}_C^t = \overline{\beta' \gamma}$ necunoscută ca mărime.

Drept urmare punctul C, vârful accelerației $\bar{a}_C = \overline{\pi \gamma}$ se va afla la intersecția dreptei duse din β' paralelă cu BC și dreapta dusă din γ' perpendiculară pe DC.

Este evident că pentru mărimi date ale dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului și ale turației manivelei, pentru oricare poziție a manivelei se pot determina viteza și accelerația punctul C de pe vâtală.

5.1.2. Variația elementelor cinematice ale vătălei

Odată stabilită metodologia de determinare a vitezelor și accelerațiilor punctului C aparținând vătălei, rezultatele permit determinarea vitezei și accelerației pentru oricare punct în poziția dată. Datorită utilizării calculatorului această metodologie poate fi ușor extinsă la un număr mare de poziții ale manivelei. Astfel rezultă imediat variația elementelor cinematice a punctul C de pe vâtală funcție de poziția manivelei, deci de timp.

Determinările se exemplifică pentru datele luate de pe o mașină de țesut existentă. Astfel, pentru mecanismul vâtală cu bare articulate s-au considerat dimensiunile: AB=56 mm, BC=290 mm, CD=706 mm, AD=760 mm precum și viteza unghiulară de rotație $\omega=20,94$ rad/s, ce corespunde turației de 200 rot/min.

Manivela s-a considerat în 18 poziții, rezultate din împărțirea unei rotații complete în părți egale. Datorită faptului că rotația manivelei este uniformă, unghiurile de rotație sunt proporționale cu timpii corespunzători. În consecință, s-a luat ca element de referință unghiul de rotație α al manivelei față de orizontală.

Tabelul 5.1

α [°]	v_C [mm/s]	a_C [mm/s ²]
0	0	29398
20	479	27190
40	878	19993
60	1127	9797
80	1198	2222
100	1109	9420
120	906	14720
140	633	17689
160	325	19206
180	2	19867
200	332	19700
220	650	18184
240	926	14580
260	1120	8475
280	1190	2024
300	1104	10188
320	857	19399
340	471	26410

Poziția mecanismului, precum și planul vitezelor și accelerațiilor, pentru unghiurile $\alpha=60^\circ$, $\alpha=120^\circ$, $\alpha=200^\circ$, $\alpha=320^\circ$, sunt prezentate în fig.5.1 la fig. 5.4.

Mărimile vitezelor și accelerațiilor, funcție de unghiul α , sunt date în tabelul 5.1.

Conform construcțiilor aferente fiecărui unghi a fost posibil să se traseze hodograful vitezelor și accelerațiilor punctului C (fig.5.5 și fig.5.6.).

De asemenea, în fig.5.7. se arată variația unghiului θ în funcție de unghiul α , și deci implicit de timp.

Concluzie

Folosind planul vitezelor și accelerațiilor, cu ajutorul calculatorului s-au putut determina elementele cinematice ale mișcării punctului C, aparținând bolțului vătalei.

Pentru realizarea planului vitezelor și accelerațiilor, hodograful vitezelor și accelerațiilor s-a folosit un program de proiectare asistată pe calculator *CADdy V8.00*.

Se observă că pentru poziția extremă din față $\alpha=0$, viteza punctului C este zero, iar accelerația punctului C are valoarea maximă realizându-se forța de îndesare a firului de bătătură în rost.

Din hodograful vitezelor se observă că vectorul viteză își modifică direcția pe intervalul $0^\circ - 180^\circ$ într-un unghi mic, ceea ce face ca direcțiile forțelor de inerție să nu difere prea mult

Se observă că legea mișcarea vibratorii a vătalei are aproximativ forma unei cosinusoide.

5.2. Cinematica antrenării vătalei cu bielă scurtă

5.2.1. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor

Mecanismul de antrenare al vătalei, la mașina analizată, cuprinde arborele principal al mașinii, având axa geometrică A, cu două coturi care constituie manivelele. În punctul B, manivelele sunt articulate cu biețele BC, care se articulează cu vătala, în punctul C. Triunghiul este dreptunghic în punctul E (°fig.5.8a, 5.9a, 5.10a și 5.11a).

După cum se observă vătala este reprezentată prin triunghiul CDE unde punctul E aparține patului vătalei. De-a lungul patului vătalei are loc mișcarea balistică a suveicii prin rost pentru inserarea firului de bătătură.

În mișcarea manivelei vectorul \vec{v}_B este perpendicular pe manivela AB, orientat în sensul de rotație al manivelei și are modulul $v_B = \omega \cdot AB$, ω fiind viteza unghiulară a manivelei AB.

Pentru determinarea vitezei punctului C se pornește de la formula:

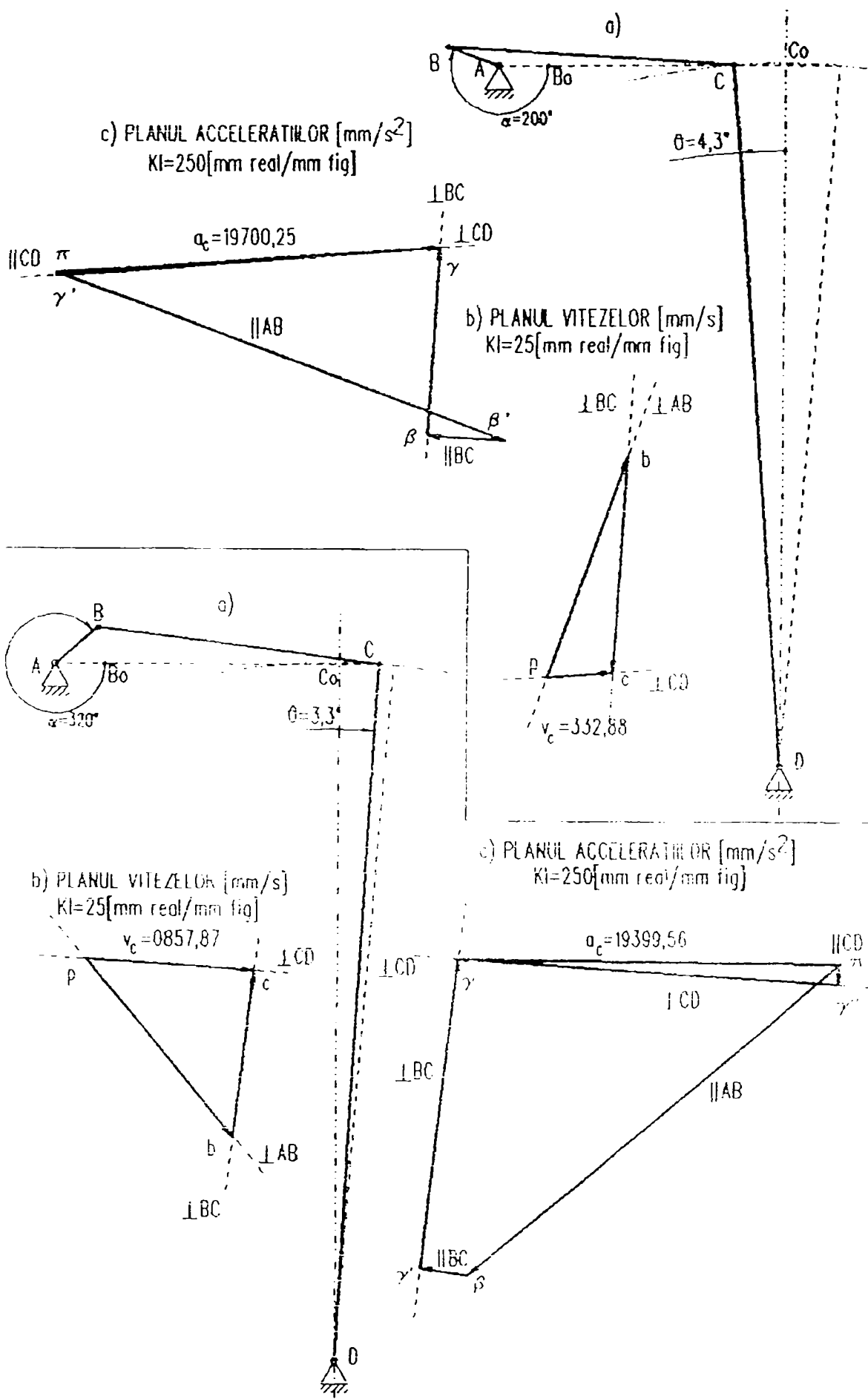


Fig. 5.1 și Fig. 5.2

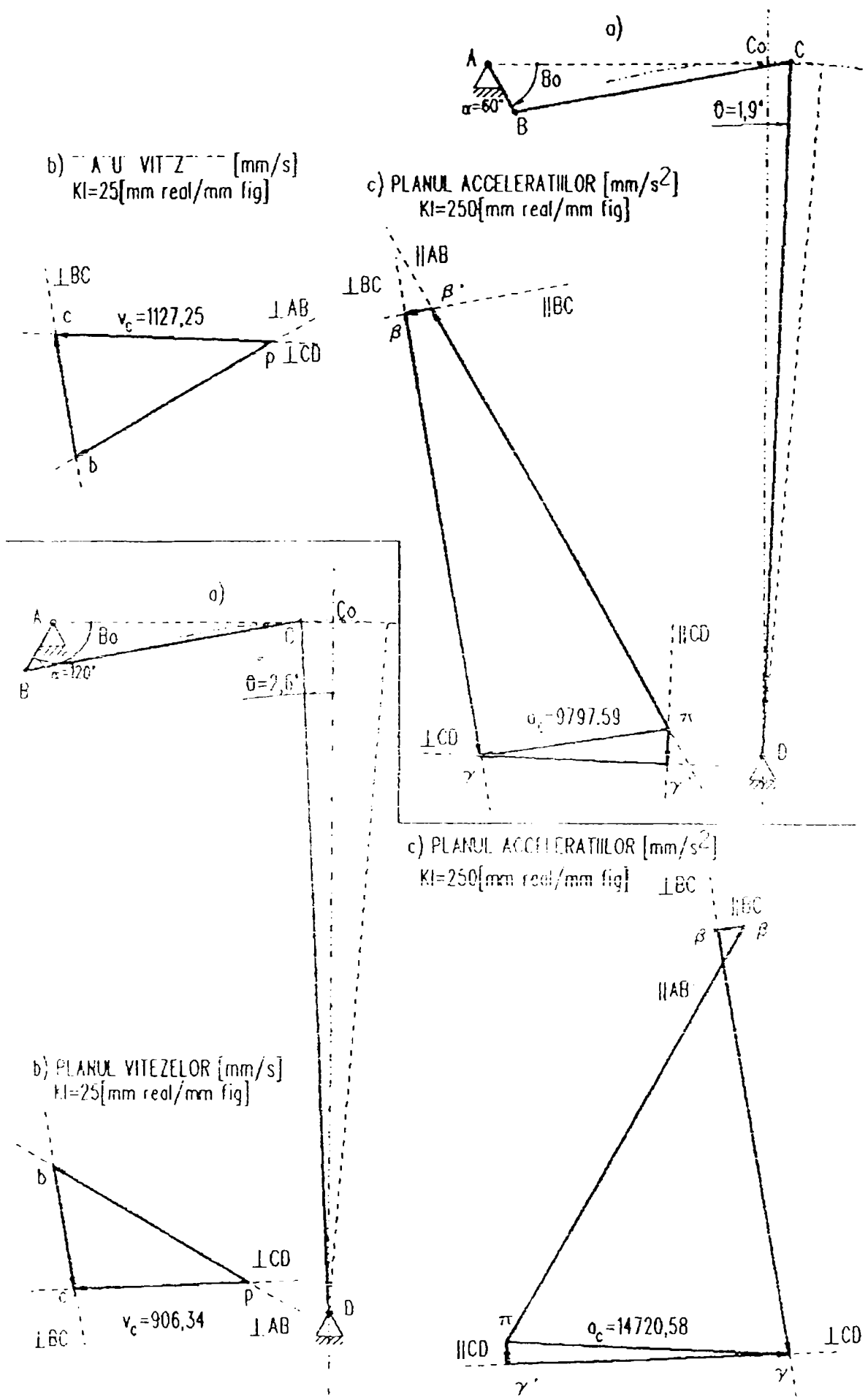


Fig.5.3 și Fig. 5.4

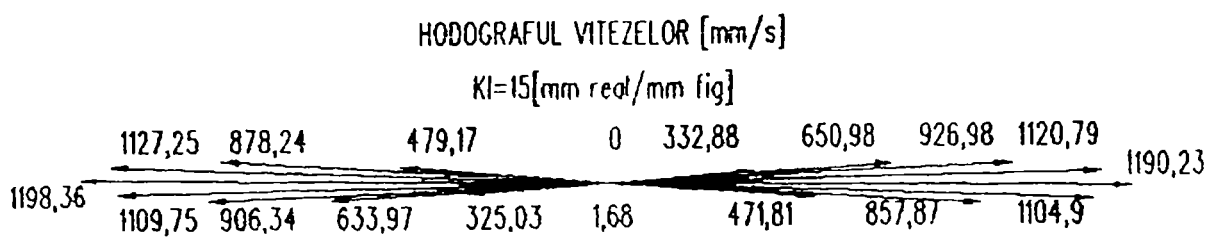


Fig. 5.5

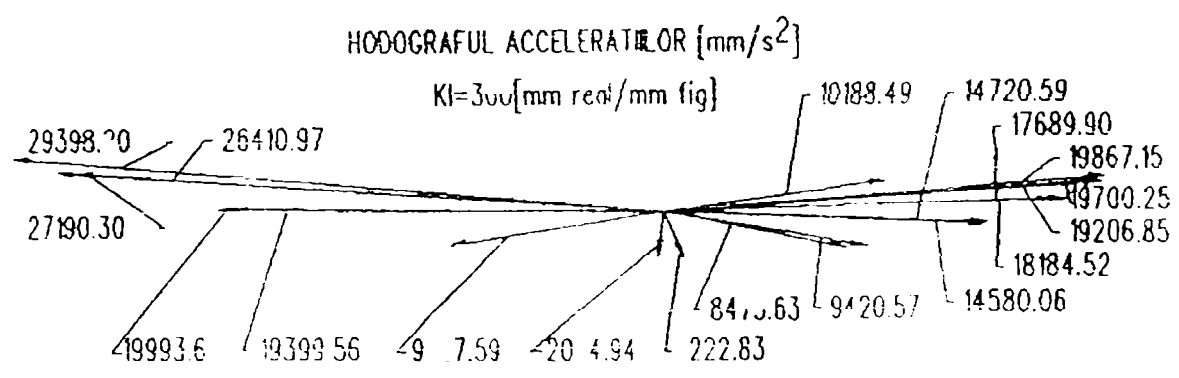


Fig. 5.6

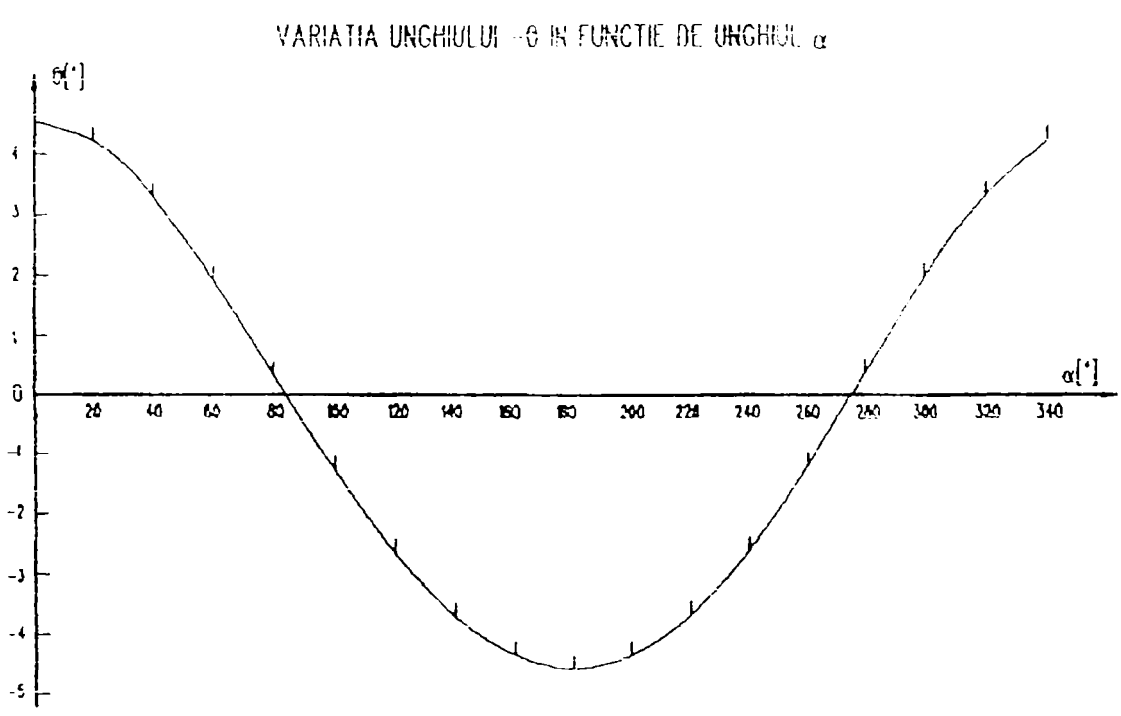


Fig. 5.7

$$\vec{v}_C = \vec{v}_B + \vec{v}_{BC} \quad (5.6)$$

unde \vec{v}_{BC} este viteza punctului C raportată la punctul B de direcție perpendiculară pe segmentul BC, care are modulul și sensul necunoscute. Dar punctul C aparține și vătalei, încât viteza va fi perpendiculară pe direcția CD.

În polul p ales arbitrar pentru construcția planului vitezelor manivelei, se trasează la scară viteza $\vec{v}_B = \overline{pb}$. Apoi la intersecția dreptei perpendiculare pe BC cu dreapta perpendiculară pe DC se află punctul c, vârful vitezei $\vec{v}_C = \overline{pc}$. Din planul vitezelor rezultă și componenta $\vec{v}_{BC} = \overline{bc}$. Punctul e corespondentul în planul vitezelor a punctului E, se obține din asemănarea triunghiurilor pec și DEC.

Planul accelerațiilor se construiește ținând seama că rotația manivelei este uniformă și deci există numai accelerația normală a punctului B. Vectorul \vec{a}_B are direcția paralelă cu AB, sensul de la B către A și modulul $a_B = a_B^n = \omega^2 AB$.

Pentru determinarea accelerației punctul C, inițial se folosește formula:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{BC} \quad (5.7)$$

unde \vec{a}_{BC} este accelerația punctului C față de punctul B și poate fi pusă sub forma:

$$\vec{a}_{BC} = \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t \quad (5.8)$$

Componenta normală \vec{a}_{BC}^n are direcția BC a bielei, sensul de la C către B și mărimea

$$a_{BC}^n = \frac{v_{BC}^2}{BC} \quad (5.9)$$

iar componenta tangențială \vec{a}_{BC}^t are direcția perpendiculară pe dreapta BC.

Pe de altă parte pentru articulația C considerată a vătalei, în mișcarea circulară cu centrul D, accelerația se mai scrie

$$\vec{a}_C = \vec{a}_C^n + \vec{a}_C^t \quad (5.10)$$

Componenta normală \vec{a}_C^n are direcția razei CD sensul de la C către D și mărimea:

$$a_C^n = v_C^2 / CD$$

pe când componenta tangențială \vec{a}_C^t are cunoscută numai direcția perpendiculară pe dreapta CD.

Planul accelerațiilor are ca punct de pornire polul π în care se așează la scară vectorul accelerație $\vec{a}_B = \overline{\pi\beta}$ și apoi componenta $\vec{a}_{BC}^n = \overline{\beta\beta'}$ paralelă cu dreapta BC de mărime:

$$a_{BC}^n = \frac{bc^2}{BC}$$

Cealaltă componentă $\vec{a}_{BC}^t = \overline{\beta'\gamma}$ nu este cunoscută decât ca direcție fiind perpendiculară pe BC .

Dacă acum se consideră mișcarea circulară a punctului C în jurul centrului de rotație D, componenta normală $\vec{a}_C^n = \overline{\pi\gamma'}$ poate fi construită deoarece are mărimea:

$$a_C^n = \frac{|\overline{pc'}|^2}{DC}$$

și este paralelă cu dreapta CD. Perpendicular pe aceasta se va afla componenta $\vec{a}_C^t = \overline{\gamma'\gamma}$ necunoscută ca mărime.

Drept urmare punctul C, vârful accelerației $\vec{a}_C = \overline{\pi\gamma}$ se va afla la intersecția dreptei duse din β' paralelă cu BC și dreapta dusă din γ' perpendiculară pe DC.

Analog ca și în cazul planului vitezelor, punctul ε din planul accelerațiilor corespondent punctului E al vătălei, se obține pe baza asemănării triunghiurilor $\pi\varepsilon\gamma$ și DEC.

Este evident că pentru mărimi date ale dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului și ale turației manivelei, pentru oricare poziție a manivelei se pot determina viteza și accelerația punctului E de pe vătălă. Astfel rezultă imediat variația elementelor cinematice a punctului E de pe vătălă funcție de poziția manivelei, deci de timp.

Determinările se exemplifică pentru datele luate de pe o mașină de țesut existentă. Pentru mecanismul vătălă cu bare articulate s-au considerat dimensiunile: AB=70 mm, BC=256 mm, CD=674,46 mm, DE=680 mm, precum și viteza unghiulară de rotație $\omega=20,94$ rad/s, ce corespunde turației de 200 rot/min.

Tabelul 5.2

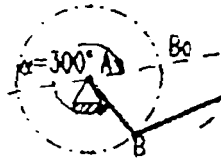
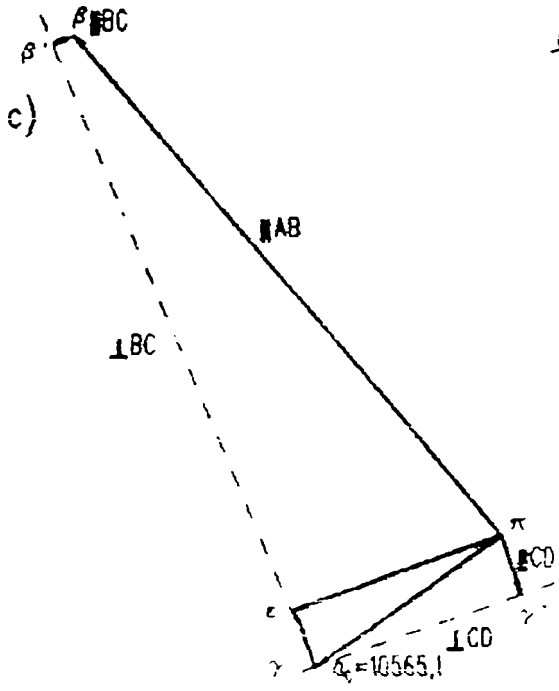
α [°]	v_E [mm/s]	a_E [mm/s ²]
0	0	37852
20	620	35484
40	1149	27137
60	1498	14674
80	1611	4084
100	1473	15579
120	1130	25035
140	680	27966
160	225	26021
180	179	42056
200	528	19552
220	834	17221
240	1100	14625
260	1307	10254
280	1411	3594
300	1349	10182
320	1076	22910
340	602	33302

Manivela s-a considerat în 18 poziții, rezultate din împărțirea unei rotații complete în părți egale. Datorită faptului că rotația manivelei este uniformă, unghiurile de rotație sunt proporționale cu intervalele de timp corespunzătoare. În consecință, s-a luat ca element de referință unghiul de rotație α al manivelei față de orizontală.

Poziția mecanismului, precum și planul vitezelor și accelerațiilor, pentru unghiurile $\alpha=40^\circ$, $\alpha=100^\circ$, $\alpha=220^\circ$, $\alpha=300^\circ$, sunt prezentate în fig.5.8 la fig. 5.11.

Mărimile vitezelor și accelerațiilor, funcție de unghiul α , sunt date în tabelul 5.2.

PLANUL ACCELERATIILOR
 $K1=350$ [mm real/mm fig]



PLANUL VITEZELOR
 $K1=25$ [mm real/mm fig]

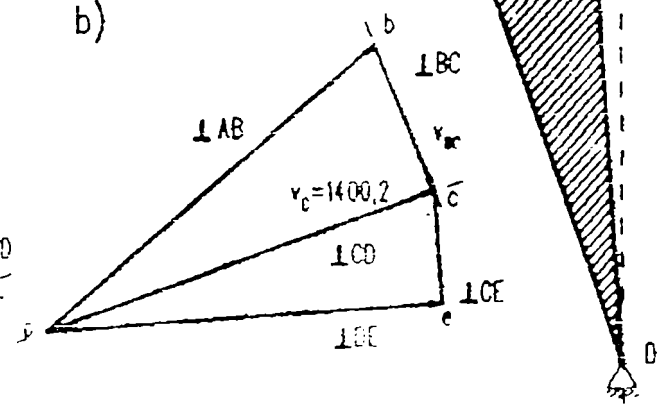
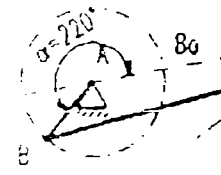
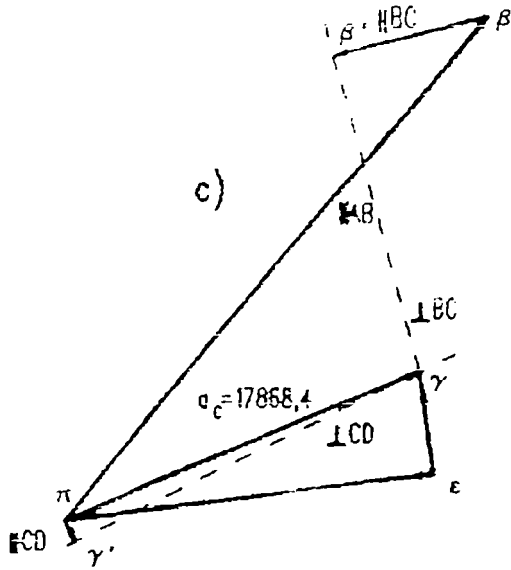


Fig. 5.8

PLANUL ACCELERATIILOR
 $K1=350$ [mm real/mm fig]



PLANUL VITEZELOR
 $K1=25$ [mm real/mm fig]

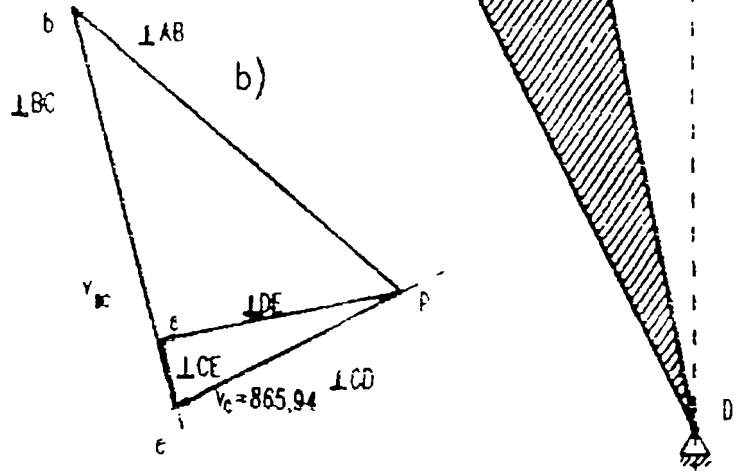


Fig. 5.9

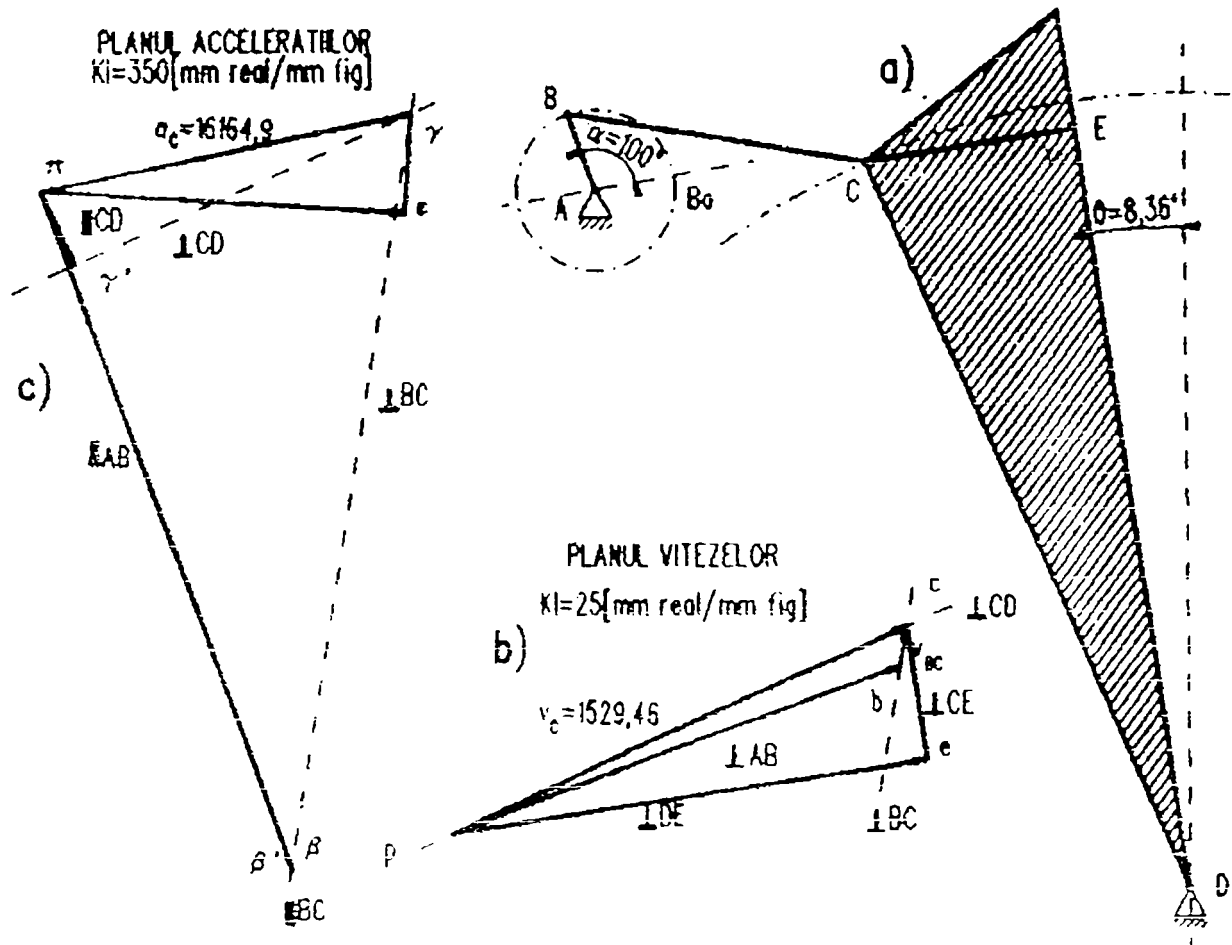


Fig. 5.10

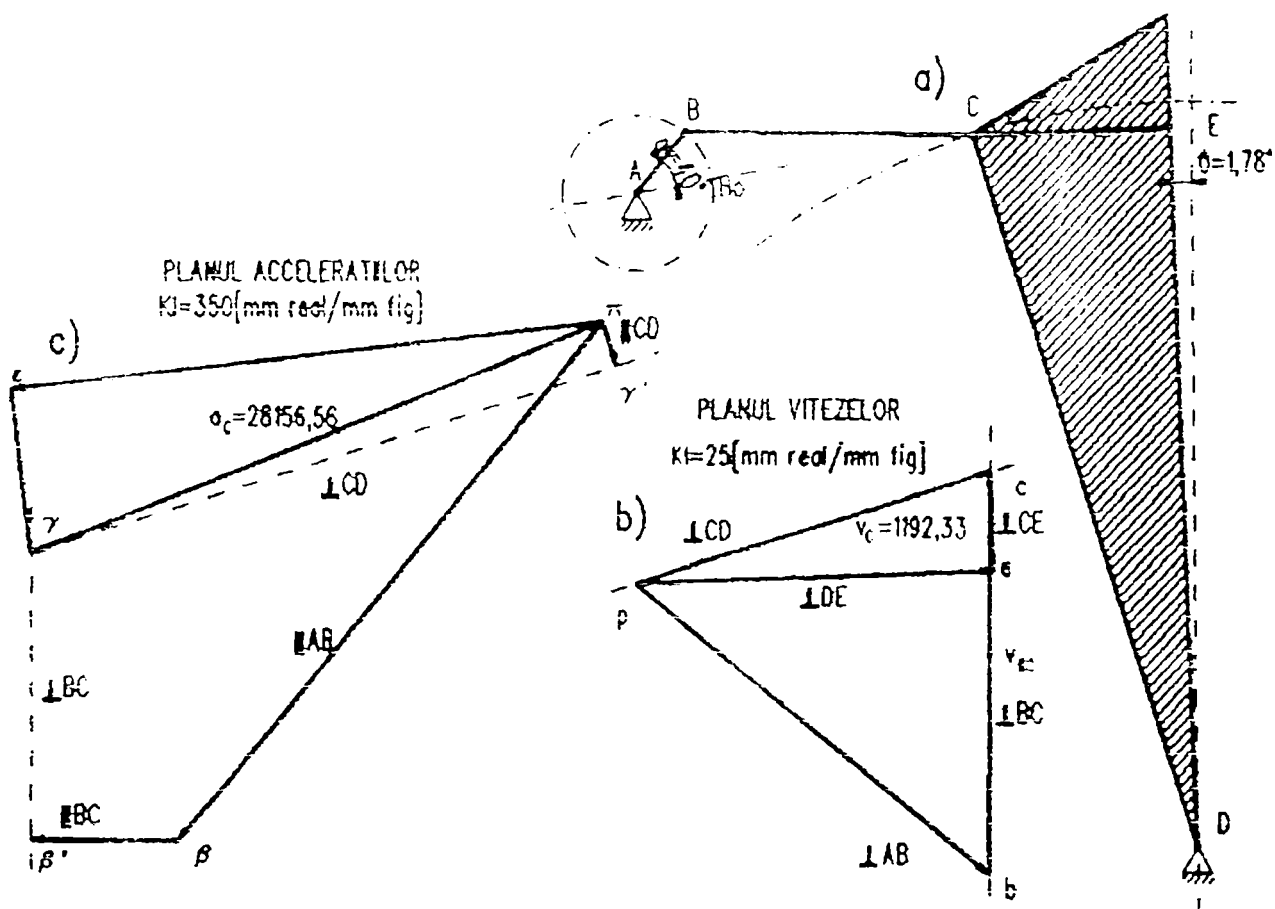


Fig. 5.11

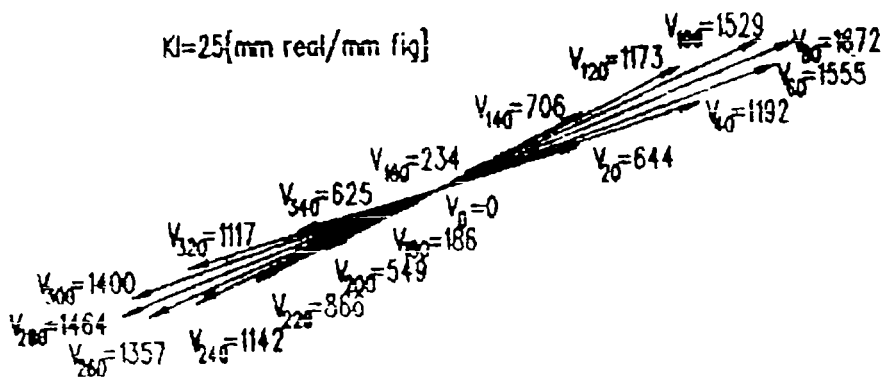


Fig. 5.12

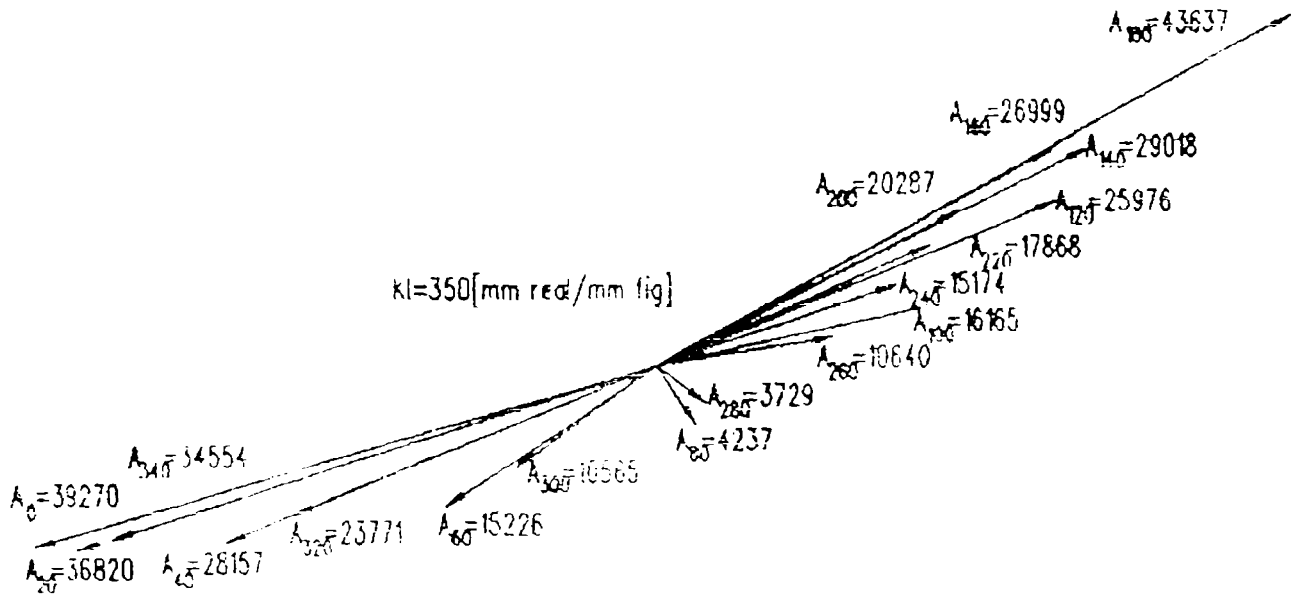


Fig. 5.13

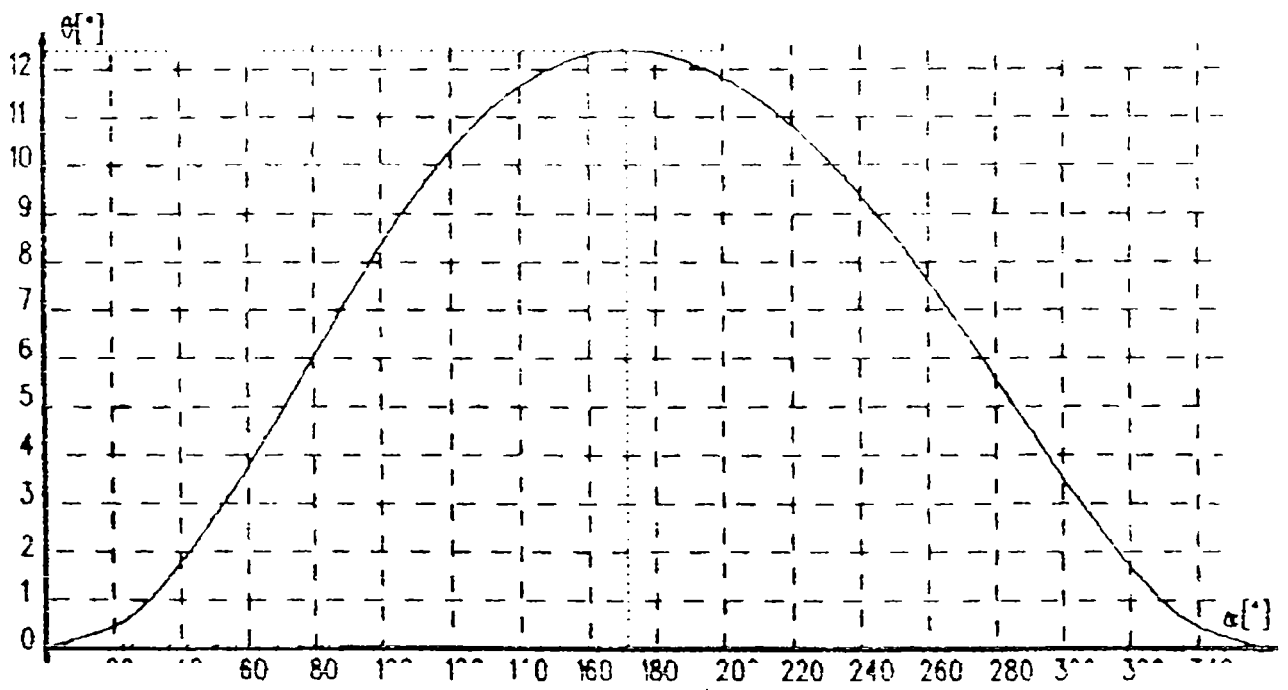


Fig. 5.14

Conform construcțiilor aferente fiecărui unghi, a fost posibil să se traseze hodograful vitezelor și accelerațiilor punctului E (fig. 5.12 și respectiv fig. 5.13.).

De asemenea, în fig. 5.14 se arată variația unghiului θ în funcție de unghiul α , și deci implicit de timp.

Concluzie

În lucrare, folosind planul vitezelor și accelerațiilor s-a determinat cu ajutorul calculatorului – prin intermediul programului de proiectare asistată de calculator *CADdy V9.00* - elementele cinematice ale unui punct, aparținând piciorului vătalei, antrenată printr-un sistem bielă-manivelă cu bielă scurtă.

Pentru poziția extremă din față $\alpha=0$, viteza punctului E este zero, iar accelerația punctului E are valoarea maximă, mai mare decât în cazul mecanismului cu bielă normală. Rezulta o forță de îndesare mai mare a firului de bătătură, ce este utilizată pentru articolele cu mase specifice medii și grele.

Vitezele și accelerațiile patului vătalei E, sunt diferite la deplasarea vătalei din punctul mort din față spre punctul mort din spate, respectiv la deplasarea vătalei din punctul mort din spate spre punctul mort din față (nu mai sunt simetrice), ceea ce conduce la șocuri , vibrații și zgomote.

5.3 Cinematica mecanismul vătălă cu dublă lovitură

Caracteristice tipului de țesătură există diverse scheme constructive pentru antrenarea vătalei.

Mecanismul de antrenare al vătalei cu dublă lovitură este destinat structurilor pentru care sunt necesare forțe mari de îndesare.

Deși funcționarea mecanismelor de antrenare a vătalei din punct de vedere cinematic a mai fost analizată, nu există un studiu complet și sistematic care să conducă la concluzii privind alegerea regimurilor optime.

Cinematica antrenării vătalei cu dublă lovitură se tratează analog altor tipuri de mecanisme, utilizând construcțiile grafice ale pozițiilor, planului vitezelor și accelerațiilor.

În mod deosebit, trebuie precizat că prin folosirea unui program de grafică pe calculator s-a determinat variația în timp a pozițiilor, vitezelor și accelerațiilor articulației vătalei. De asemenea sunt prezentate hodograful vitezelor și accelerațiilor precum și legea mișcării vătalei, obținute prin suprapunerea rezultatelor stabilite pentru diferite poziții ale manivelei.

5.3.1. Caracteristici cinematice ale funcționării vătalei

Mecanismul de antrenare al vătalei cu dublă lovitură este prezentat în fig.5.15.

Dublă lovitură se obține de la două mecanisme patrulatere asociate. Primul, format din manivela AB, biela BE și balansierul OE, iar al doilea mecanism din balansierul OE, bieleta EC și piciorul vătalei CD.

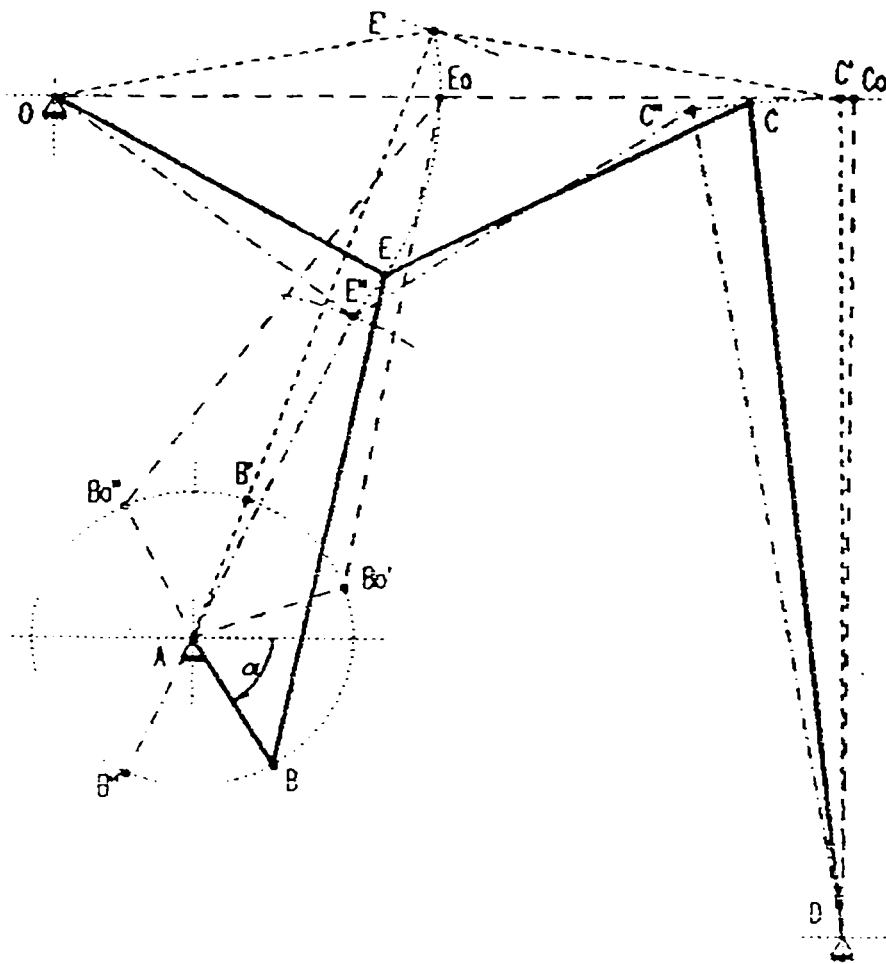


Fig. 5.15.

Manivela AB care se rotește cu o turație constantă în jurul centrului fix A este articulată în B cu bieleta BE. În punctul E bieleta este la rândul ei articulată cu balansierul OE și cu bieleta EC. Bieleta este articulată în C cu piciorul vătalei CD, punctul D fiind centrul de rotație al vătalei.

Sistemul bielă-manivelă prezintă două situații speciale.

Prima corespunde poziției AB' a manivelei și B'E' a bielei aflate în prelungire. Cealaltă situație apare dacă manivela AB'' ajunge să se suprapună bielei B''E'' (fig.5.15).

Dar în triunghiul ABE se pot scrie inegalitățile

$$-AB+BE < AE < AB+BE \quad (5.11)$$

sau

$$-r+l < AE < r+l \quad (5.12)$$

Ținând seama că $AE''=AB''+BE''=r+l$ și $AE'=-AB'+B'E'=-r+l$, din inegalitățile (5.12) se deduce

$$AE'' < AE < AE' \quad (5.13)$$

ceea ce dovedește că în timpul unei rotații complete a manivelei articulația E descrie arcul de cerc E'E'' cu centrul în O.

În poziția de referință a mecanismului notată prin indicele 0, articulațiile O, E₀ și C₀ vor fi coliniare (fig.5.15)

Dacă acum se consideră triunghiul OEC din cunoscuta inegalitate a triunghiului

$$OC < OE+EC \quad (5.14)$$

deoarece $OE=OE_0$ și $EC=E_0C_0$ se deduce $OE+EC=OE_0+E_0C_0=OC_0$, încât inegalitatea (5.14) devine

$$OC < OC_0 \quad (5.15)$$

În consecință punctul C_0 poate fi luat de referință pentru poziția lui C . Presupunând că inițial C este în C_0 , balansierul OE și bieleta EC fiind coliniare, rotația în sensul ales face ca punctul C să se deplaseze pe cercul cu centrul D din C_0 în C'' și din nou în C_0 , apoi din C_0 în C' și din nou în C_0 (fig.5.15.).

Evident în timpul unei rotații complete a manivelei, articulația C a vătalei parcurge, pornind de fiecare dată din origine, două faze cu maxime distincte, adică execută două lovituri.

5.3.2. Construcția planului vitezelor și accelerațiilor

În mișcarea manivelei AB vectorul vitează \vec{v}_B este perpendicular pe direcția manivelei AB , orientat în sensul de rotație dat și are mărimea $v_B = \omega AB$, unde ω reprezintă viteza unghiulară de rotație a manivelei AB .

Pentru determinarea vitezei punctului E se pornește de la relația cunoscută

$$\vec{v}_E = \vec{v}_B + \vec{v}_{BE} \quad (5.16)$$

unde \vec{v}_B este viteza punctului B , iar \vec{v}_{BE} viteza punctul E raportată la punctul B . Viteza \vec{v}_{BE} are direcția perpendiculară pe segmentul BE , sensul și mărimea fiind necunoscute. Viteza punctului E se poate raporta și la O , punctul E aparținând atât bielei BE cât și balansierului OE . Viteza lui E este perpendiculară pe segmentul OE , sensul și mărimea fiind necunoscute.

Planul vitezelor (fig.5.16) are ca punct de pornire polul p în care se așează viteza punctului B trasând prin polul p o dreaptă perpendiculară pe segmentul AB , de mărime $v_B = \omega AB$.

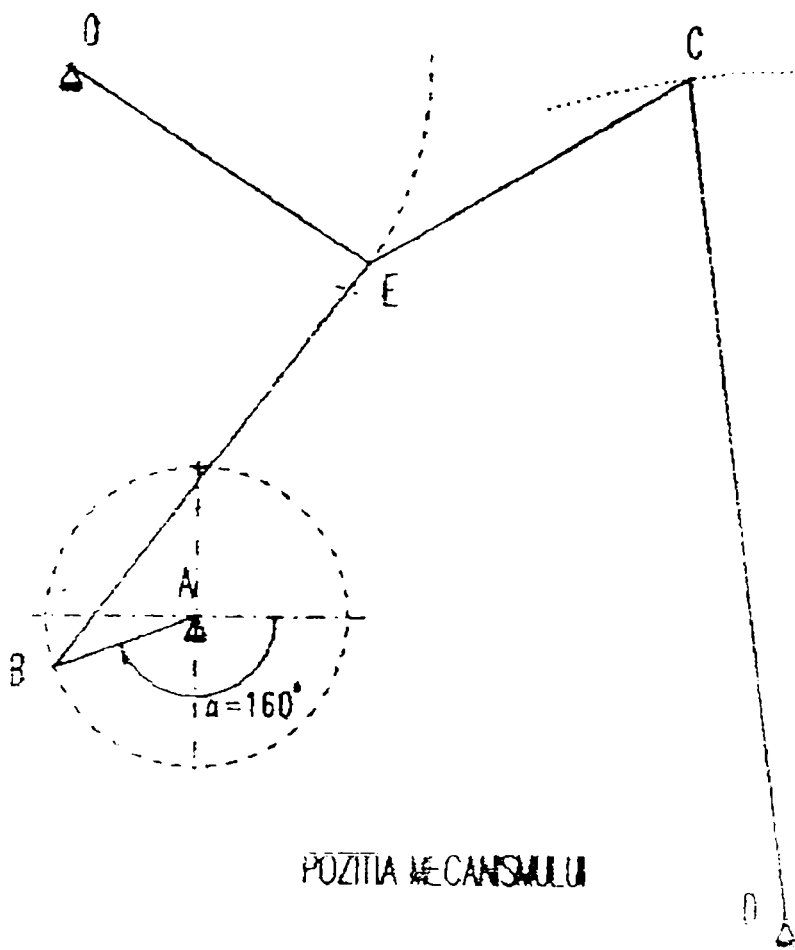
Pentru determinarea vitezei punctului E se trasează prin vârful vectorului \vec{pb} o dreaptă perpendiculară pe \vec{BE} și prin polul p o dreaptă perpendiculară pe \vec{OE} . La intersecția celor două drepte se găsește punctul e . Vectorul \vec{pe} reprezintă viteza punctului E .

Viteza punctul C se poate raporta atât la punctul E cât și la D . Pentru determinarea vitezei punctului C se pornește de la relația

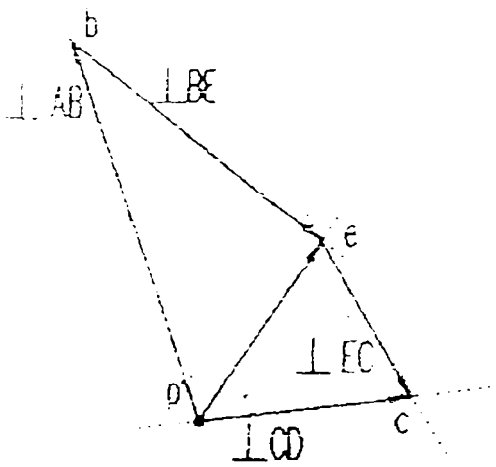
$$\vec{v}_C = \vec{v}_E + \vec{v}_{EC} \quad (5.17)$$

unde \vec{v}_E este viteza punctului E , iar \vec{v}_{EC} viteza punctului C în raport cu E . Viteza \vec{v}_{EC} este perpendiculară pe \vec{EC} și are atât sensul, cât și mărimea necunoscute.

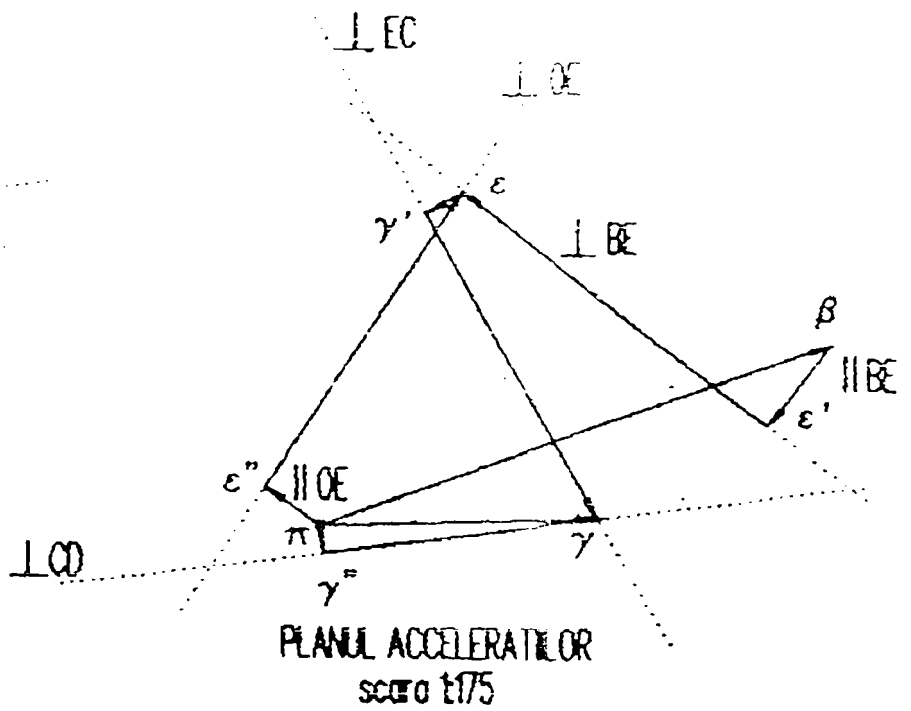
Viteza \vec{v}_C reprezintă viteza punctului C în raport cu D . Aceasta este perpendiculară pe \vec{CD} , sensul și mărimea fiind necunoscute.



POZITIA MECANISMULUI



PLANUL VITEZELOR
scara 1/25



PLANUL ACCELERATIILOR
scara 1/75

Fig. 5.16

Pentru determinarea vitezei punctului C prin vârful vectorului \overline{pc} se trasează o dreaptă perpendiculară pe \overline{EC} și prin polul p se trasează o dreaptă perpendiculară pe \overline{CD} . La intersecția celor două drepte se găsește punctul c. Vectorul \overline{pc} reprezintă viteza punctul C, adică $\overline{pc} = \overline{v}_C$.

Planul accelerațiilor se construiește pornind de la constatarea că rotația manivelei AB este uniformă și deci există numai accelerația normală a punctului B. Vectorul \overline{a}_B are direcția paralelă cu \overline{AB} , sensul de la B către A și mărimea $a_B = a_B^n = \omega^2 AB$.

Determinarea accelerației punctului E se bazează pe relația cunoscută

$$\overline{a}_E = \overline{a}_B + \overline{a}_{BE} \quad (5.18)$$

unde \overline{a}_B este accelerația punctului B, iar \overline{a}_{BE} accelerația punctului E în raport cu punctul B, care se poate exprima sub forma

$$\overline{a}_{BE} = \overline{a}_{BE}^n + \overline{a}_{BE}^t \quad (5.19)$$

Aici \overline{a}_{BE}^n este componenta normală a accelerației punctului E în raport cu B. Aceasta are direcția segmentului BE, sensul de la E către B și mărimea

$$a_{BE}^n = \frac{v_{BE}^2}{BE} \quad (5.20)$$

De asemenea, \overline{a}_{BE}^t este componenta tangențială a accelerației punctului E în raport cu B. Are direcția perpendiculară pe \overline{BE} , sensul și mărimea fiind necunoscute.

Accelerația punctului E raportată la centrul O se poate scrie

$$\overline{a}_E = \overline{a}_E^n + \overline{a}_E^t \quad (5.21)$$

Componenta normală \overline{a}_E^n a accelerației punctului E are direcția \overline{OE} , sensul de la E către O și mărimea

$$a_E^n = \frac{v_E^2}{OE} \quad (5.22)$$

Componenta tangențială \overline{a}_E^t a accelerației punctului E, este perpendiculară pe \overline{OE} , sensul și mărimea fiind necunoscute.

Planul accelerațiilor (fig.5.16) are ca punct de pornire polul π în care se așează accelerația punctului B, adică $\overline{a}_B = \overline{\alpha\beta}$. Se reprezintă apoi componenta normală a accelerației punctului E în raport cu B, $\overline{a}_{BE}^n = \overline{\beta\epsilon}$, trasând prin punctul β o dreaptă paralelă cu \overline{BE} de mărime (5.20), adică

$$a_{BE}^n = \frac{(be)^2}{BE}$$

Pentru a preciza componenta tangențială \bar{a}_{BE}^t a accelerației punctului E în raport cu punctul B, prin punctul ε' din planul accelerațiilor se trasează o dreaptă perpendiculară pe \overline{BE} .

Componenta normală \bar{a}_E^n a accelerației punctului E raportată la centrul O se reprezintă în planul accelerațiilor printr-un segment de dreaptă trasat din polul π , paralel cu \overline{OE} și de mărime (5.22), adică

$$\pi\varepsilon'' = \frac{(\pi\varepsilon')^2}{OE} = \frac{v_E^2}{OE}$$

Componenta tangențială \bar{a}_E^t a accelerației punctului E se obține dacă prin punctul ε'' se trasează o dreaptă perpendiculară pe segmentul \overline{OE} .

Intersecția celor două drepte se notează prin ε , iar segmentul $\pi\varepsilon$ reprezintă accelerația punctului E, deci $\overline{\pi\varepsilon} = \bar{a}_E$.

Determinarea accelerației punctului C se face pornind de la relația

$$\bar{a}_C = \bar{a}_E + \bar{a}_{EC} \quad (5.23)$$

unde \bar{a}_E este accelerația punctului E, iar \bar{a}_{EC} accelerația punctului C față de punctul E, care se mai poate scrie

$$\bar{a}_{EC} = \bar{a}_{EC}^n + \bar{a}_{EC}^t \quad (5.24)$$

Componenta normală \bar{a}_{EC}^n are direcția bielei EC – sensul de la C către E și mărimea.

$$\bar{a}_{EC}^n = \frac{v_{EC}^2}{EC} \quad (5.25)$$

În schimb componenta tangențială \bar{a}_{EC}^t are cunoscută numai direcția, perpendiculară pe dreapta EC.

Pe de altă parte, accelerația pentru articulația C se mai poate scrie

$$\bar{a}_C = \bar{a}_C^n + \bar{a}_C^t \quad (5.26)$$

unde \bar{a}_C^n este componenta normală a accelerației punctului C raportată la centrul D. Aceasta are direcția razei CD, sensul de la C către D și mărimea

$$\bar{a}_C^n = \frac{v_C^2}{CD} \quad (5.27)$$

În relația (5.26), \bar{a}_C^t este componenta tangențială a accelerației punctului C. Aceasta are cunoscută numai direcția, care este perpendiculară pe \overline{CD} .

Accelerația punctului C se determină din planul accelerațiilor. Se reprezintă componenta normală $\bar{a}_{EC}^n = \overline{\varepsilon\gamma'}$ a accelerației punctului C în raport cu punctul E, trasând prin punctul ε o dreaptă paralelă cu EC, de mărime (5.25), adică

$$\bar{a}_{EC}^n = \frac{v_{EC}^2}{EC} = \frac{(e\varepsilon')^2}{EC} \quad (5.28)$$

Pentru a reprezenta componenta tangențială \bar{a}_{EC}^t a accelerației punctului C în raport cu punctul E, prin punctul γ' se trasează o dreaptă perpendiculară pe \overline{EC} .

Componenta normală $\bar{a}_C^n = \overline{\pi\gamma''}$ a accelerației punctului C raportată la D se reprezintă în planul accelerațiilor printr-un segment de dreaptă trasat prin polul π , paralel cu \overline{CD} și de mărime (5.27) cu expresia

$$\pi\gamma'' = \frac{v_C^2}{CD} = \frac{(pc)^2}{CD} \quad (5.29)$$

În scopul determinării componente tangențiale \bar{a}_C^t a accelerației punctului C în raport cu centrul D, prin punctul γ'' se trasează o dreaptă perpendiculară pe segmentul \overline{CD} .

Intersecția dreptei dusă prin γ'' , perpendiculară pe dreapta CD și a dreptei dusă prin γ' , perpendiculară pe EC se notează cu γ . Segmentul $\overline{\pi\gamma} = \bar{a}_C$ reprezintă accelerația punctului C.

Evident, fiind date dimensiunile elementelor componente ale mecanismului și turația manivelei, în oricare poziție a manivelei se pot determina viteza și accelerația punctul C aparținând vătalei. Astfel, este posibilă analiza cinematică completă a mecanismului.

5.3.3. Variația elementelor cinematice ale vătalei

Odată stabilită metodologia de determinare a vitezei și accelerației punctului C aparținând vătalei, este posibilă determinarea vitezelor și accelerațiilor în orice poziție a manivelei.

Datorită utilizării calculatorului acesta metodologie poate fi ușor extinsă la un număr foarte mare de poziții ale manivelei. Astfel, rezultă imediat variația elementelor cinematice a punctul C de pe vătală funcție de poziția manivelei, deci de timp.

Determinările se fac pentru mecanismul de antrenare al vătalei cu dublă lovitură având dimensiunile $AB=120$ mm, $BE=408$ mm, $OE=288$ mm, $EC=300$ mm, $CD=684$ mm, precum și turația manivelei $n=90$ rot/min.

Manivela s-a considerat în 18 poziții, rezultate din împărțirea unei rotații complete în părți egale. Drept variabilă, s-a considerat unghiul de rotație α al manivelei față de orizontală.

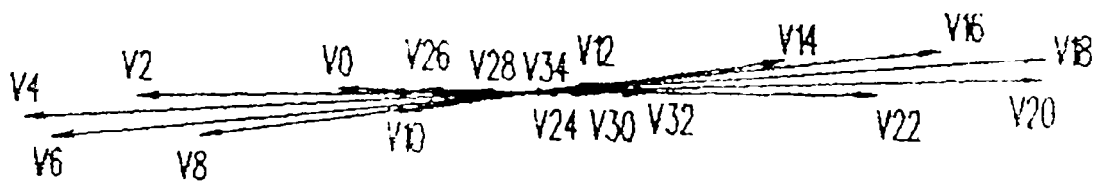
Poziția mecanismului, precum și planul vitezelor și accelerațiilor, pentru unghiul $\alpha=160^\circ$, sunt prezentate în fig.2. De remarcat că poziția inițială C_0 se realizează pentru unghiul $\alpha'_0 = 339,71^\circ$ și $\alpha''_0 = 244,43^\circ$

Mărimile vitezelor și accelerațiilor, funcție de unghiul α , sunt date în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

α [$^{\circ}$]	v_c [mm/s]	a_c [mm/s ²]	θ [$^{\circ}$]
0	304,6	8820	0,46
20	607,3	6903	1,89
40	774,9	2016	4,08
60	734,6	3911	6,48
80	517	7468	8,46
100	215	8482	9,60
120	92,6	7990	9,79
140	371	6998	9,06
160	605	5528	7,53
180	760	2644	5,38
200	756	3319	2,98
220	505	10079	0,95
240	85	10943	0,03
260	180	2331	0,26
280	101	5387	0,77
300	104	4300	0,76
320	159	1583	0,29
340	4	6795	0,00

HODOGRAFUL VITEZELOR



HODOGRAFUL ACC E ATILOR

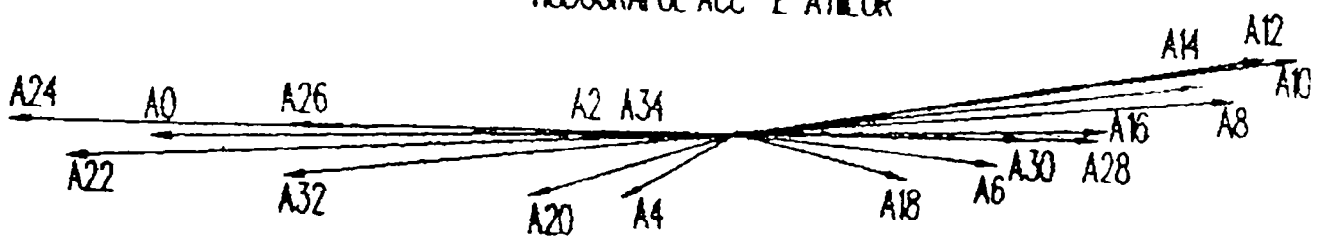


Fig. 5.17

Conform construcțiilor aferente fiecărui unghi a fost posibil să se traseze hodograful vitezelor și accelerațiilor punctului C prezentate în fig. 5.17.

De asemenea, în fig.5.18. se arată variația unghiului θ în funcție de unghiul α , și deci implicit de timp.

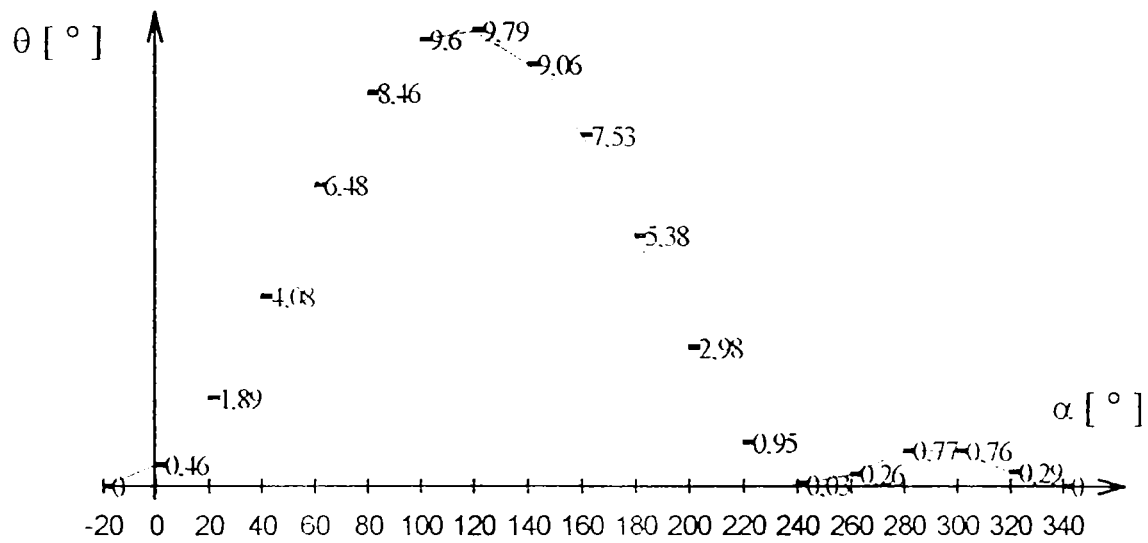


Fig. 5.18.

Cinematica mecanismului de antrenare al vătalei, se tratează și în cazul vătalei cu dublă lovitură utilizând programe de grafică pe calculator, rezultând imediat legile mișcării, vitezelor și accelerațiilor necesare analizei cinematice a mecanismului. Acestea sunt importante pentru optimizarea funcționării și calculul forțelor de inerție ale astfel de mecanisme.

Capitolul 6

MECANISM VĂTALĂ ANTRENAT CU EXCENTRIC SAU CAMĂ

6.1 Mecanism vătălă antrenat cu excentric

În general, la mașinile de țesut clasice mecanismul vătălă este un mecanism patrulater articulată, antrenarea vătălei fiind realizată prin intermediul manivelei și bielei. Legile de mișcare pentru diverse mecanisme de acest tip au fost studiate în lucrările [10], [11]. Concluziile sunt că:

- legile de mișcare ale vătălei se apropie mult de o lege armonică, dar nu sunt corespunzătoare pentru a țese la turații mari;

- cerințele tehnologice și cinematiche sunt îndeplinite parțial de aceste mecanisme, corecțiile posibile fiind limitate de legile de mișcare.

- principalele avantaje a acestui tip de mecanism (simplu, ușor de întreținut, cu randament mecanic ridicat) nu pot fi compensate de principalul dezavantaj constând din faptul că nu poate reproduce orice lege de mișcare.

Schimbarea legii de mișcare a vătălei s-a realizat prin schimbarea antrenării cu excentrici, cu came, pârghii oscilante, angrenaje de roți dințate, care inițial au avut o aplicare limitată [52], dar noile sisteme de inserare a firului de bătătură cu avantajelor lor, a cerințelor au condus la reconsiderarea antrenării vătălei cu camă, respectiv cu excentric.

În acest sens, se studiază cazul particular de antrenare a vătălei cu excentric

6.1.1. Antrenarea cu excentric

Asigurarea condițiilor tehnologice necesare funcționării mașinii de țesut este posibilă prin utilizarea unui mecanism vătălă antrenat cu excentric. Excentricul permite realizarea unei deplasări reduse a vătălei la trecerea suveicii prin rost, condiție importantă pentru funcționarea normală.

Pe arborele principal A este fixată roata având un șanț de conducere în care se poate deplasa rola cu axul B, articulată de pârghia triunghiulară OBE. Cealaltă extremitate a pârghiei OBE, ce se poate roti în jurul articulației fixe O, este legată de piciorul vătălei DC prin intermediul bielei EC (fig.6 1).

Cercul excentric are raza R și se rotește uniform cu turația n în jurul axului A aflat la distanța minimă s , măsurată pe diametru, de la circumferința cercului spre centru. Triunghiul echilateral OBE de latură ℓ se poate roti în jurul articulației fixe O . Față de A , punctul O se află la distanța a , iar pe verticală la înălțimea h .

În particular, se va considera drept exemplu mecanismul pentru care sunt date: $R=25\text{cm}$, $n=90\text{rot/min}$, $s=6,3\text{cm}$, $\ell=24\text{cm}$, $a=29\text{cm}$ și $h=12,5\text{cm}$. De asemenea, biela EC are lungimea 20cm , iar piciorul DC al vătălei are 72cm .

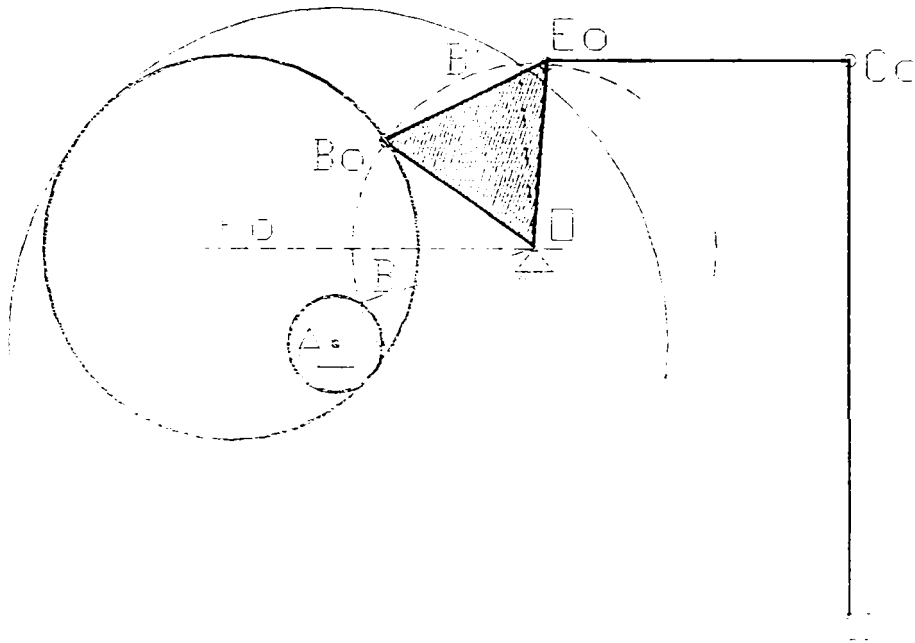


Fig. 6.1

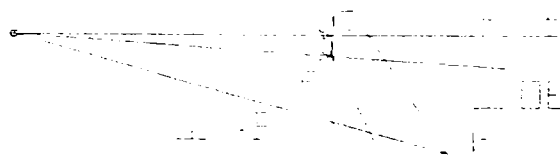


Fig. 6.2

sau

$$|(R-s)-R| < AB < (R-s)+R$$

astfel, rezultă $s < AB < 2R-s$ și deci

$$AB'' < AB < AB' \quad (6.2)$$

ceea ce dovedește că B' și B'' sunt pozițiile extreme ale articulației B .

În particular, condiția de funcționare fiind îndeplinită, oricare ar fi poziția lui B se deduce $AB > s \geq |\ell-a|$, încât $AB > |\ell-a|$ și astfel cercul de centru A și rază s intersectează cercul de centru O și rază ℓ . Dacă condiția de funcționare nu este satisfăcută, atunci este posibil ca $AB > |\ell-a| > s$ și deci cercurile se intersectează, dar și $s < AB < |\ell-a|$ pentru care nu poate exista intersecția.

6.1.3 Construcția mecanismului pentru poziția medie verticală a vătălei

În general, poziția medie a piciorului vătălei în mișcarea de oscilație trebuie să fie verticală. Deci, în poziția medie B_0 a articulației B de pe arcul de cerc $B'B''$, piciorul vătălei se va afla în poziția verticală DC_0 iar bielă E_0C_0 va fi orizontală.

Pentru dimensiunile date condiția de funcționare (6.1) devine $6,3 > |24-29|$ și este verificată.

Dreapta ce unește punctele fixe A și O face cu orizontala unghiul α dat de relația

$$\sin \alpha = \frac{h}{a} = \frac{12,5}{29} = 0,431$$

din care rezultă $\alpha = 25^\circ 32'$.

Poziția articulației B se determină prin unghiul u dintre dreptele OA și OB . În triunghiul OAB , conform relației geometrice:

$$AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2 \cdot OA \cdot OB \cdot \cos u$$

se deduce

$$\cos u = \frac{a^2 + \ell^2 - AB^2}{2a\ell} \quad (6.3)$$

Din relația (6.3), corespunzător poziției extreme superioare B' a lui B , se deduce

$$\cos u' = \frac{a^2 + \ell^2 - |2R-s|^2}{2a\ell} = \frac{29^2 + 24^2 - |50-6,3|^2}{2 \cdot 29 \cdot 24} = 0,3539$$

și astfel unghiul dintre dreptele OA și OB' este $u' = 110^\circ 43' 43''$.

Analog, corespunzător poziției extreme inferioare B'' a lui B , se găsește

$$\cos u'' = \frac{a^2 + \ell^2 - s^2}{2a\ell} = \frac{29^2 + 24^2 - 6,3^2}{2 \cdot 29 \cdot 24} = 0,9894$$

iar unghiul dintre dreptele OA și OB'' este $u'' = 8^\circ 19' 52''$.

Unghiul la centru al arcului $B'B''$ pe cercul de centru O și rază ℓ , va fi

$$\Delta u = u' - u'' = 102^\circ 23' 51''.$$

Prin B_0 fiind notată poziția medie a lui B pe arcul $B'B''$, iar prin $u_0 = m(\angle AOB_0)$, măsura unghiului ce precizează poziția medie B_0 față de dreapta AO , se găsește

$$u_0 = \frac{u' + u''}{2} = 59^\circ 31' 47''.$$

De asemenea, din triunghiul AOB_0 se obține imediat distanța

$$AB_0 = \sqrt{a^2 + l^2 - 2al \cos u_0} = \sqrt{24^2 + 29^2 - 2 \cdot 24 \cdot 29 \cdot \cos 59^\circ 31' 47''} = 26,67 \text{ cm.}$$

Corespunzător poziției medii B_0 , latura OE_0 a pârghiei de forma triunghiului echilateral OB_0E_0 face cu dreapta AO unghiul având măsura $u_0 + 60^\circ - \alpha = 119^\circ$. Astfel, după precizarea punctului E_0 , pozițiile orizontală a bieiei E_0C_0 și verticală a piciorului vătalei DC_0 sunt bine determinate.

Pozițiile succesive ale centrului cercului excentric K , se află pe cercul de centru A și rază $R-s$. La un moment dat centrul K se obține ușor, laturile triunghiului ABK fiind cunoscute ($AK=R-s$, $BK=s$).

6.1.4. Determinarea vitezelor

Analiza cinematică va fi arătată în general pentru o poziție arbitrară a mecanismului, iar construcția grafică a planului vitezelor bieletei EC , stă la baza determinării vitezei articulației C .

Punctul B , centrul rolei, se va presupune că execută o mișcare compusă. Deoarece se consideră drept sistem mobil cama, mișcarea de transport a punctului B este circulară în jurul articulației A iar viteza de transport \vec{v}_{Bt} de direcție perpendiculară pe dreapta AB , are mărimea

$$v_{Bt} = \omega_{AB} \cdot AB = \frac{\pi n}{30} AB \quad (6.4)$$

Mișcarea relativă a lui B este circulară în jurul centrului K cu viteza relativă \vec{v}_{Bt} perpendiculară pe raza KB .

Din compunerea vitezelor se obține viteza absolută \vec{v}_B a punctului B , conform relației vectoriale

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{Bt} + \vec{v}_{Bt} \quad (6.5)$$

Pe de altă parte mișcarea absolută a lui B este tot circulară, dar în jurul centrului O și deci viteza absolută \vec{v}_B este perpendiculară pe \overline{OB} .

Pentru construcția planului vitezelor se alege un punct arbitrar p drept pol. Prin pol se trasează o dreaptă perpendiculară pe segmentul \overline{AB} . Se marchează pe această perpendiculară poziția punctului b' , care trebuie să satisfacă relația vectorială

$$\overline{pb'} = \omega \times \overline{AB} \quad (6.6)$$

În punctul b' se duce o dreaptă perpendiculară pe \overline{KB} , iar prin polul p o dreaptă perpendiculară pe \overline{OB} . La intersecția celor două drepte se află punctul b , care reprezintă extremitatea vectorului \vec{v}_B , viteza absolută a punctului B .

Viteza punctului E rezultă din asemănarea triunghiurilor OEB și peb .

Planul vitezelor pentru elementul EC se poate construi știind viteza \vec{v}_E a punctului E , determinată anterior și relația vectorială

$$\vec{v}_C = \vec{v}_E + \vec{v}_{EC} \quad (6.7)$$

unde: \vec{v}_{EC} este viteza punctului C în raport cu E . Componenta \vec{v}_{EC} este cunoscută numai ca direcție, fiind perpendiculară pe \overline{EC} .

Mai trebuie însă observat că punctul C execută o mișcare de rotație în jurul punctului D, ceea ce înseamnă că direcția vitezei lui C este perpendiculară pe vâta DC.

În consecință prin punctul e din planul vitezelor, se trasează o dreaptă perpendiculară pe segmentul \overline{EC} . Din polul p se trasează o dreaptă perpendiculară pe dreapta CD. La intersecția celor două perpendiculare se află punctul C, extremitatea vectorului $\vec{v}_C = \overline{pc}$.

Întreaga construcție s-a arătat pentru o poziție arbitrară a mecanismului. Aceeași metodologie poate fi aplicată în oricare din pozițiile particulare ale mecanismului. De exemplu, construcția grafică în poziția medie corespunzătoare punctului B_0 , când bieleta E_0C_0 este orizontală, iar vâta CD_0 este verticală, se arată în fig. 6.2.

6.1.5. Determinarea accelerațiilor

Determinarea accelerației fiecărui punct din mecanism se face tot printr-o metodă grafică bazată pe planul accelerațiilor.

Punctul B execută o mișcare compusă, cama fiind sistemul mobil. Prin urmare trebuie considerate toate componentele accelerației punctului B

Accelerația a_B a punctului B, de fapt accelerația absolută a lui B, este formată din componentele de transport \vec{a}_{Bt} , relativă \vec{a}_{Br} și Coriolis \vec{a}_{BC} , care se compun după legea

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{Bt} + \vec{a}_{Br} + \vec{a}_{BC} \quad (6.8)$$

În mișcarea de transport punctul B, trebuie presupus fixat de camă, prin urmare punctul B are numai componenta normală a accelerației de transport, adică $a_{Bt} = a_{Bt}^n$. Aceasta are direcția dreptei AB, sensul de la B către A și mărimea

$$a_{Bt} = \omega^2 AB = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 AB \quad (6.9)$$

Evident componenta tangențială a accelerației de transport este zero, deoarece rotația camei în jurul punctului A este uniformă.

În mișcarea relativă, accelerația \vec{a}_{Br} are componenta normală după direcția \overline{BK} , dirijată de la B spre K și de mărime

$$a_{Br}^n = \frac{v_{Br}^2}{KB} = \frac{b'b'^2}{KB} \quad (6.10)$$

Componenta tangențială \vec{a}_{Br}^t are cunoscută numai direcția ce trebuie să fie perpendiculară pe segmentul \overline{KB} .

În plus, mai apare accelerația Coriolis \vec{a}_{BC} a punctului B, perpendiculară pe vectorul \vec{v}_{Br} și de mărime

$$a_{BC} = 2\omega v_{Br} \quad (6.11)$$

Determinarea accelerației punctului B poate fi făcută pornind și de la centrul O, față de care punctul B execută o mișcare circulară. Astfel, componenta normală \vec{a}_B^n , dirijată după raza OB, de la B spre O, are mărimea

$$a_B^n = \frac{v_B^2}{OB} = \frac{(pb)^2}{OB} \quad (6.12)$$

Componenta tangențială \bar{a}_B^t nu are cunoscută decât direcția, perpendiculară pe raza OB. Din însumarea vectorială a celor două componente se obține accelerația punctului B și anume

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^t + \bar{a}_B^n \quad (6.13)$$

Metoda grafică bazată pe construcția planului accelerațiilor cere ca accelerațiile diferitelor puncte să fie așezate în același pol π .

Pentru construcția accelerației punctului B se pornește cu componenta de transport normală cunoscută $\bar{a}_{Bt}^n = \overline{\pi\beta'}$, la extremitatea căreia se introduce componenta normală $\bar{a}_{Bt}^n = \overline{\beta'\beta''}$ a accelerației relative a punctului B, de asemenea cunoscută. Apoi, din punctul β'' se duce accelerația Coriolis $\bar{a}_{Bt}^c = \overline{\beta''\beta''''}$ a punctului B, dată de formula (6.11). Prin punctul β'''' se trasează o dreaptă perpendiculară pe segmentul \overline{KB} , deoarece componenta tangențială a accelerației relative \bar{a}_{Bt}^t este normală la segmentul \overline{KB} . Evident, extremitatea accelerației punctului B se află pe această perpendiculară.

Altă construcție a accelerației punctului B se bazează pe relația vectorială (6.13). Prin polul π se trasează accelerația normală \bar{a}_B^n a punctului B, având mărimea dată de relația (12), încât $\bar{a}_B^n = \overline{\pi\beta_1}$.

Din punctul β_1 se duce o dreaptă perpendiculară pe OB pe care se va afla extremitatea β a accelerației punctului B. Intersecția celor două drepte duse prin β'''' și β_1 determină punctul β , extremitatea vectorului accelerației $\bar{a}_B = \overline{\pi\beta}$.

Accelerația punctului E rezultă din asemănarea triunghiurilor OEB și $\pi\epsilon\gamma$. Se obține în planul accelerațiilor punctul ϵ , extremitatea accelerației punctului E, $\bar{a}_E = \overline{\pi\epsilon}$.

Determinarea accelerației punctului C se face pornind de la relația vectorială

$$\bar{a}_C = \bar{a}_E + \bar{a}_{EC} \quad (6.14)$$

unde \bar{a}_{EC} este accelerația punctului C raportată la punctul E. Este cunoscută componenta normală \bar{a}_{EC}^n a accelerației ce are direcția paralelă cu segmentul \overline{EC} , sensul de la C către E și mărimea

$$a_{EC}^n = \frac{v_{EC}^2}{EC} = \frac{(ec)^2}{EC} \quad (6.15)$$

Componenta tangențială \bar{a}_{EC}^t este perpendiculară pe segmentul EC.

Accelerația punctului C mai poate fi găsită și pe baza relației vectoriale

$$\bar{a}_C = \bar{a}_C^n + \bar{a}_C^t \quad (6.16)$$

Mișcarea punctului C fiind circulară, componenta normală \bar{a}_C^n are sensul de la C către D și mărimea

$$a_C^n = \frac{v_C^2}{CD} = \frac{(pc)^2}{CD} \quad (6.17)$$

Componenta tangențială $\overline{a_C^t}$ este perpendiculară pe. În urma acestor considerente accelerația $\overline{a_C}$ a punctului C, se găsește ușor cu planul accelerațiilor. Odată punctul ε deja construit se poate trasa componenta normală a accelerației $\overline{a_{EC}^n} = \overline{\varepsilon\gamma'}$, iar perpendicular pe aceasta se află locul geometric al extremității γ .

Dacă se consideră componenta normală a accelerației punctului C, notată $\overline{a_C^n} = \overline{\pi\gamma''}$, având originea în polul π , mărimea dată de relația (6.17) și direcția \overline{DC} , perpendiculara pe aceasta dusă din punctul γ'' este un loc geometric al extremității γ a accelerației punctului C. Intersecția dreptei dusă prin γ' perpendiculară pe \overline{EC} , cu dreapta dusă prin γ'' , perpendiculară pe \overline{DC} , determină punctul γ . În consecință rezultă accelerația $\overline{a_C} = \overline{\pi\gamma}$ a punctului C.

Construcția prezentată aici în general trebuie repetată pentru fiecare poziție a camei excentrice. În fig. 6.3, planul accelerațiilor se arată numai pentru poziția medie B_0 ce corespunde piciorului vătalei verticale.

Utilizând metoda planului vitezelor și accelerațiilor sunt prezentate amănunțit metodele grafice de construcție a vitezelor și accelerațiilor. Toate aceste operații se pot efectua pe calculator, ceea ce permite tratarea completă din punct de vedere cinematic a mecanismului pentru diferite puncte ale sale. Astfel, se obțin ușor distribuțiile de viteze și accelerații necesare studiului dinamic al mecanismului

6.2. Mecanism vătălă antrenat cu camă

Pentru realizarea țesăturilor, mașinile cuprind și diverse mecanisme a căror funcționare trebuie să respecte condițiile procesului tehnologic de realizare a structurii produsului textil cu productivitate maximă a mașinii. Datorită mișcărilor complexe ale organelor de lucru, multe dintre mecanismele utilizate sunt comandate prin came.

Antrenarea vătalei cu camă prezintă următoarele avantaje:

- se pot realiza diverse legi de mișcare numai prin profilare;
- se pot mări lățimile de lucru printr-o alegere favorabilă a ciclogramei mecanismului;
- introducerea perioadei de staționare în ciclograma de lucru favorizează inserarea bătăturii în rost;
- reducerea considerabilă a maselor în mișcare, prin micșorarea dimensiunilor și renunțarea la unele subansamble.

Avantajele antrenării vătalei cu camă nu modifică unele din sarcinile și cerințele tehnologice, cinematice și dinamice ale mecanismului vătălă, dar implică, la rezolvarea lor practică, a altor parametri care trebuie luați în considerare și nu pot fi aproximați cu ușurință.

Astfel, la mașinile de țesut neconvenționale forța necesară îndesării firului de bătătură se realizează datorită accelerației vătalei și nu masei acesteia.

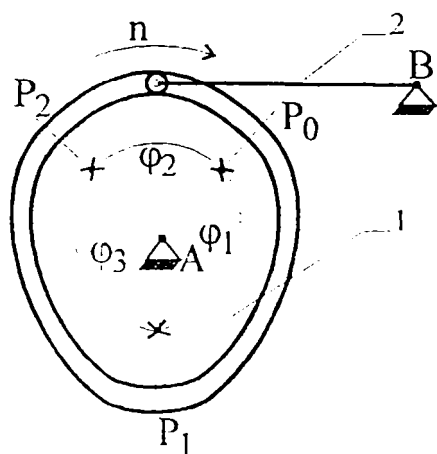


Fig. 6.4

Șocurile ce tind să apară se datorează întreruperii mișcării oscilatorii vătalei necesare introducerii firului de ătătură în rost

Deoarece organele de lucru trebuie să aibă mișcări prescrise fără discontinuități, la mașinile moderne contactul permanent dintre camă (elementul conducător) și tchet (elementul condus) se realizează prin folosirea mecanismelor cu camă conjugată sau a celor cu renură [71].

Profilul camei de comandă imprimă mișcarea organului de lucru, fiind la rândul său realizat conform legii de mișcare adoptată. Determinarea profilului camei de comandă este până în prezent succint tratată, fără a se stabili complet legea de mișcare. Această lege de mișcare

impusă la diverse mecanisme mai trebuie concepută încât să elimine șocurile ce pot fi dure sau elastice.

În continuare se analizează condițiile de funcționare a mecanismului vătălă de la mașinile de țesut și posibilitățile de realizare a mișcărilor continue fără discontinuități, prin intermediul camelor. Aceasta presupune eliminarea șocurilor și vibrațiilor nedorite prin simpla profilare a elementului de comandă, pe baza legilor de mișcare adoptate.

6.2.1. Stabilirea profilului camei

În general, comanda mecanismelor textile se face prin came având profilul determinat de fazele corespunzătoare de funcționare. Modelul folosit pentru determinarea profilului este prezentat în fig. 6.4 și cuprinde cama 1, precum și tchetul 2.

Pentru determinarea profilului camei se consideră că aceasta se rotește uniform cu turația n [rot/min] iar la o rotație completă a camei, organul de lucru are fazele de ridicare, staționare și coborâre precizate prin unghiurile corespunzătoare φ_1 , φ_2 , φ_3 .

La distanța minimă r_0 față de centrul de rotație al camei se află poziția de pornire P_0 pentru faza de ridicare a profilului camei, respectiv de sfârșit al fazei de coborâre. Într-un punct curent P de pe arcul corespunzător fazei de ridicare raza OP face cu raza OP_0 unghiul φ și este de lungime r_0+r . Astfel, în finalul fazei de ridicare a profilului camei raza OP_1 face cu raza OP_0 unghiul φ_1 și are lungimea r_0+r_1 .

Deoarece tchetul (levierul) urmărește profilul camei, creșterea r a razei va determina o rotire a levierului cu unghiul θ . Unghiul maxim θ_1 va corespunde creșterii maxime r_1 .

Dacă prin l_0 se notează lungimea brațului levierului în contact cu cama, se poate scrie $r=l_0\theta$, iar la sfârșitul fazei $r_1=l_0\theta_1$. Drept urmare unghiul de rotire al levierului va fi:

$$\theta = \frac{\theta_1}{r_1} r \quad (6.18)$$

Forma profilului camei este dată de legea $r=r(\varphi)$ ce trebuie stabilită din expresia accelerației unghiulare.

$$\ddot{\theta} = \frac{\theta_1}{r_1} \ddot{r} = \frac{\theta_1}{r_1} \omega^2 \frac{d^2 r}{d\varphi^2} \quad (6.19)$$

Legile propuse în raport cu accelerația, datorită proporționalității pot fi acceptate și pentru derivata $r'' = \frac{d^2 r}{d\varphi^2}$, urmând a fi definite din condiții geometrice.

Mai întâi se va considera legea

$$\frac{d^2 r}{d\varphi^2} = \begin{cases} K, \text{ pentru } \varphi \in [0, \varphi_1/2] \\ -K, \text{ pentru } \varphi \in [\varphi_1/2, \varphi_1] \end{cases} \quad (6.20)$$

unde K este o constantă ce urmează a fi precizată.

În condiții inițiale nule, adică $r=0$ și $r'=0$ pentru $\varphi=0$, se deduce

$$r = \frac{K\varphi^2}{2} \quad (6.21)$$

valabilă pe primul interval. aceasta se încheie pentru $\varphi=\varphi_1/2$ când $r=r_1/2$. ceea ce revine la a scrie

$$\frac{r_1}{2} = \frac{K}{2} \left(\frac{\varphi_1}{2} \right)^2 \quad (6.22)$$

Deoarece la sfârșitul fazei se admite r' tot nul, adică $r=r_1$ și $r'=0$, pentru $\varphi=\varphi_1$, printr-un procedeu analog se obține

$$\frac{r}{r_1} = -2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 + 4 \frac{\varphi}{\varphi_1} - 1 \quad (6.23)$$

După cum se constată profilul camei este compus din două arce de parabolă racordate la mijlocul intervalului într-un punct ce este și centrul de simetrie.

În cazul legii cosinusoidale se observă că accelerația se reprezintă de fapt printr-o semicosinusoidă, deci perioada este $2\varphi_1$ iar pulsația corespunzătoare

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{2\varphi_1} = \frac{\pi}{\varphi_1} \quad (6.24)$$

astfel, legea cosinusoidală se poate lua de forma

$$\frac{d^2 r}{d\varphi^2} = K \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_1} \quad (6.25)$$

unde K este o constantă. După integrare, în condiții inițiale nule, se obține

$$r = K \frac{\varphi_1^2}{\pi^2} \left(1 - \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_1} \right) \quad (6.26)$$

Deoarece $r=r_1$ pentru $\varphi=\varphi_1$, se deduce

$$r_1 = K \frac{2\varphi_1^2}{\pi^2} \quad (6.27)$$

și deci forma profilului va fi dată de ecuația

$$\frac{r}{r_1} = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi\varphi}{\varphi_1} \right) \quad (6.28)$$

Presupunând acum legea sinusoidală pentru accelerații, perioada trebuie să fie chiar φ_1 și deci pulsația

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{\varphi_1} \quad (6.29)$$

aceasta înseamnă că trebuie luat

$$\frac{d^2 r}{d\varphi^2} = K \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \quad (6.30)$$

K fiind constanta ce se determină din condiția finală $r=r_1$ pentru $\varphi=\varphi_1$. Dar în condiții inițiale nule, prin două integrări succesive, se deduce

$$r = K \frac{\varphi_1^2}{2\pi} \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \right) \quad (6.31)$$

și deci la sfârșitul fazei

$$r_1 = K \frac{\varphi_1^2}{2\pi}$$

Drept urmare legea sinusoidală conduce la un arc al profilului camei dat de ecuația

$$\frac{r}{r_1} = \frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \quad (6.32)$$

În faza de coborâre legea admisă pentru accelerații rămâne de aceeași formă ca și la ridicare, numai că este extinsă pe domeniul $[0, \varphi_3]$ și trebuie luată cu semn schimbat. Deoarece mai apare o fază intermediară de staționare, caracterizată prin $r=\text{constant}$, se deduce $r_1=r_3=r_m$ și $\theta_1=\theta_3=\theta_m$ unde r_m și θ_m reprezintă maximum lui r respectiv θ .

Deplasarea s a organului de lucru este proporțională cu mărimea r ce definește profilul camei. Odată acceptată forma profilului camei se poate trasa curba reprezentativă a lui s funcție de unghiul φ , adică diagrama mișcării.

Apoi, prin derivare se obține

$$v = \dot{s} = \ell\theta_1 \frac{1}{r_1} \frac{dr}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \quad (6.33)$$

și deci

$$v = \omega \frac{s_m}{r_m} \frac{dr}{d\varphi} \quad (6.34)$$

ceea ce grafic conduce la diagrama vitezei.

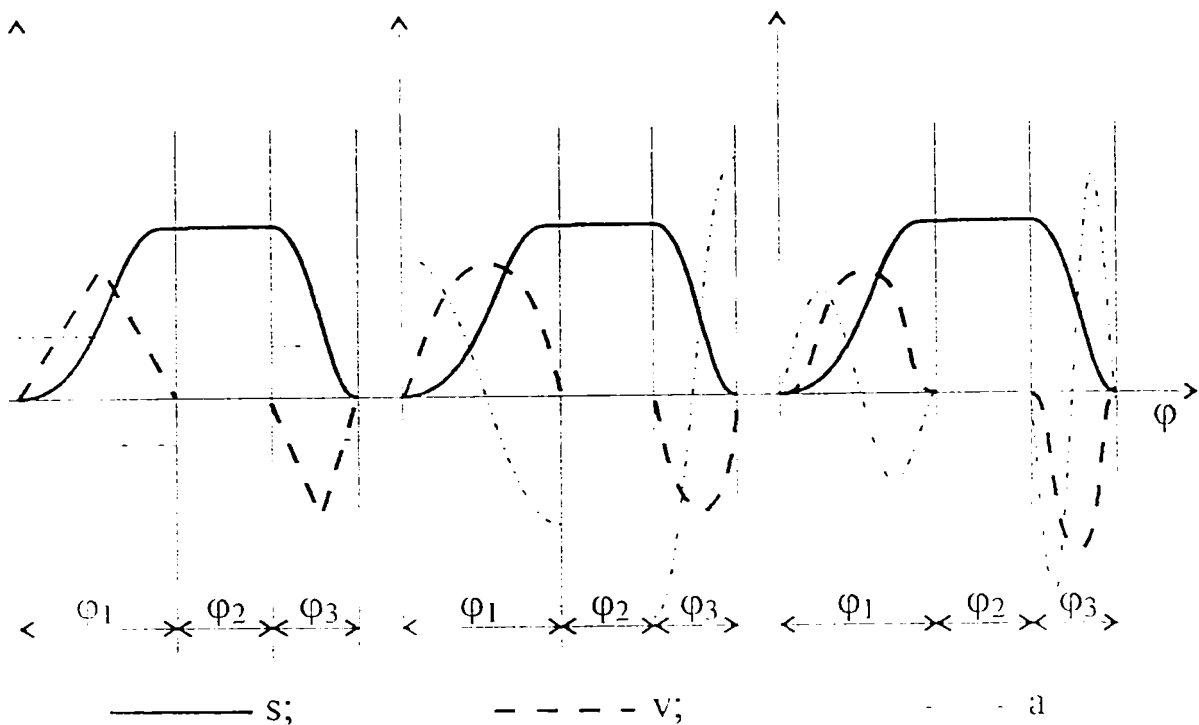


Fig. 6.5a

Fig. 6.5b

Fig. 6.5c

În stărușit, dacă se derivează legea vitezei, se deduce

$$a = \dot{v} = \omega^2 \frac{s_m}{r_m} \frac{d^2 r}{d\varphi^2} \quad (6.35)$$

care permite trasarea diagramei accelerației.

Diagramele mișcării, vitezei și accelerației pentru cele trei legi considerate se arată în fig. 6.5a, 6.5b și 6.5c. Legea mișcării este reprezentată prin linie plină, a vitezei prin linie întreruptă, iar a accelerației prin linie punctată.

Este ușor de observat că numai pentru legea sinusoidală, accelerația nu prezintă discontinuități și deci nu pot apare șocuri. Din acest motiv legea sinusoidală este acceptată cu precădere la construcția camei.

6.2.2. Modelul de vătălă comandat prin camă cu renură

Antrenarea firului de bătătură în rost la mașina de țesut pneumatică se face printr-un jet de aer. Astfel, deplasarea firului este posibilă numai la poziția staționară a vătălei, ceea ce nu se poate realiza decât printr-o camă special profilată.

Pentru studiul mișcării sistemului se va adopta modelul simplificat din fig.6.6, cama cu renură având centrul în A și rola a cărei fus B este fixată de piciorul vătălei. Cama se rotește în jurul centrului A cu rotația $n=400\text{rot}/\text{min}$.

La o rotație completă a camei vătala parcurge un ciclu format din deplasarea spre poziția extremă din spate delimitată de rotația cu unghiul $\varphi_1=130^\circ$, staționarea în poziția extremă din spate de unghi $\varphi_2=90^\circ$, deplasarea spre poziția extremă din față de unghi $\varphi_3=130^\circ$ și staționarea în poziția extremă din față de unghi $\varphi_4=10^\circ$.

Deviația față de cercul de bază al camei, datorită profilului camei, determină rotația vătălei în jurul articulației D. Lungimea arcului de cerc descris de patul vătălei C, este $l_0=71\text{mm}$, iar lungimea piciorului vătălei $L=DC=355\text{mm}$.

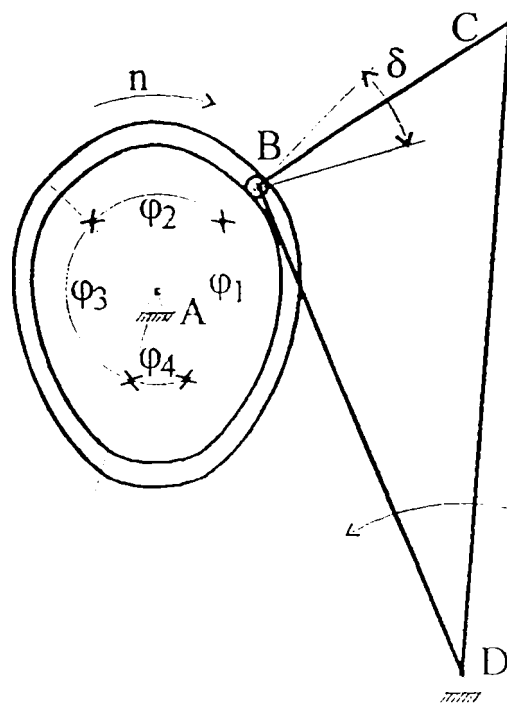


Fig. 6.6

Profilul camei de comandă se determină admitând legea sinusoidală în accelerații dată de relația (6.32). Aceasta asigură vătalei deplasarea accelerată și apoi încetinită spre poziția extremă din spate. De asemenea și la deplasarea spre poziția extremă din față este valabilă legea sinusoidală în accelerații, dar de sens opus.

Față de raza r_0 a cercului considerat de bază, în poziția dată de unghiul φ va corespunde raza polară r_0+r . La sfârșitul primei faze definită prin unghiul $\varphi=\varphi_1$, raza polară va fi r_0+r_1 .

Notând prin δ unghiul dintre raza OB și perpendiculara pe DB , se poate scrie

$$r \cdot \cos \delta = DB \cdot \theta. \quad (6.36)$$

θ fiind unghiul de rotație la vătalei măsurat din poziția extremă din față.

La sfârșitul primei faze $\varphi=\varphi_1$ încât se obține

$$r_1 \cdot \cos \delta = DB \cdot \theta_1 \quad (6.37)$$

După cum se observă θ_1 este unghiul maxim de rotație al vătalei, adică

$$\theta_1 = t_0 / L. \quad (6.38)$$

Din relațiile stabilite, prin împărțire se obține

$$\frac{r}{r_1} = \frac{\theta}{\theta_1}. \quad (6.39)$$

Aici s-a presupus că unghiul δ rămâne neschimbat, influența variației lui r fiind nesemnificativă.

Datorită relației (6.39), relația (6.32) devine

$$\frac{\theta}{\theta_1} = \frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_1} \quad (6.40)$$

Pentru datele modelului simplificat relațiile (6.39), (6.40) devin

$$\theta_1 = \frac{71}{355} = 0.2 \text{ rad.}$$

și deci

$$\theta = 0,2 \left(\frac{\varphi}{2,27} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\varphi}{2,27} \right)$$

în care valorile φ și θ se introduc în rad.

Prin derivare rezultă

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} = \frac{0,2\omega}{2,27} \left(1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{2,27} \right)$$

sau după efectuarea calculelor

$$\dot{\theta} = 3,69 \left(1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{2,27} \right)$$

După o nouă derivare se obține

$$\ddot{\theta} = \frac{d\dot{\theta}}{d\varphi} \dot{\varphi} = 3,69 \frac{2\pi}{2,27} \omega \sin \frac{2\pi\varphi}{2,27}$$

încât legea accelerațiilor se va scrie

$$\ddot{\theta} = 428 \sin \frac{2\pi\varphi}{2,27}$$

Identic se scriu cele trei legi pentru ($\varphi = \varphi_3$), care sunt însă de sens opus.

În fig.6.7a, 6.7b și 6.7c s-au trasat θ , $\dot{\theta}$ și $\ddot{\theta}$ funcție de unghiul φ care este însă precizat în grade.

Evident în prima fază $\dot{\theta}$ are un maxim pentru $\varphi = 45^\circ$ de mărime $\dot{\theta}_{\max} = 7,38 \text{ rad/s}$. De asemenea $\ddot{\theta}$ are un maxim $\ddot{\theta}_{\max} = 428 \text{ rad/s}^2$ pentru $\varphi = 32^\circ 30'$ și un minim $\ddot{\theta}_{\min} = -428 \text{ rad/s}^2$ pentru $\varphi = 97^\circ 30'$

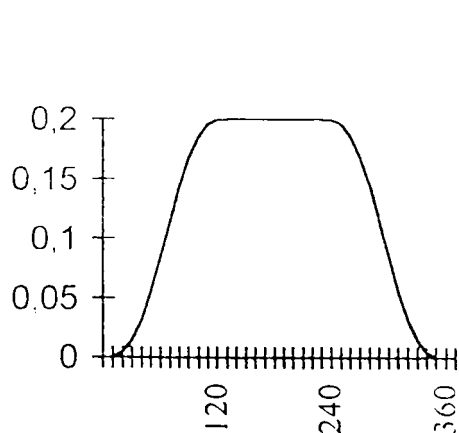


Fig. 6.7a

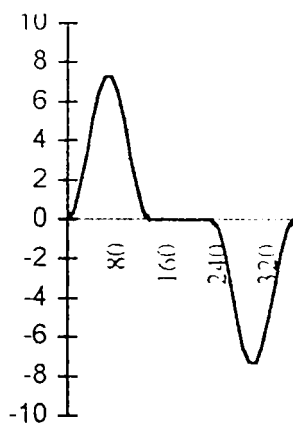


Fig. 6.7b

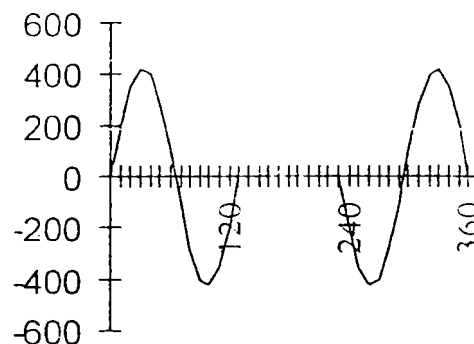


Fig. 6.7c

Capitolul 7

SIMULAREA PE CALCULATOR A MIȘCĂRII MECANISMELOR VĂTALĂ

Analiza cinematică a mecanismului vătălă se poate face prin diferite metode analitice sau grafice care însă fără a fi transpuse pe calculator nu pot fi eficiente.

Pentru această analiză, în lucrare s-a folosit metoda ecuațiilor vectoriale, realizându-se un program de modelare a stării cinematice a mecanismului. Prin acesta este posibil să se urmărească virtual în timp evoluția stării cinematice a întregului mecanism cu evidențierea permanentă a distribuției vitezelor și accelerațiilor din fiecare element.

Drept urmare simulatorul poate conduce la determinarea forțelor de inerție ceea ce are importanță în studiul efectelor dinamice.

Mecanismul vătălă este un mecanism patruleter, format din manivela AB, bielă BC care în punctul C este articulată cu vătala propriu-zisă (fig. 7. 1). Manivela AB este antrenată în mișcare de rotație uniformă de la arborele principal A al mașinii.

Pentru a analiza starea cinematică a vătalei este necesar să se cunoască poziția, viteza și accelerația pentru un unghi α dat. În lucrare, analiza stării cinematice s-a efectuat pentru articulația C, dintre vătala propriu-zisă și bielă.

Modelarea stării cinematice a mecanismului vătălă s-a realizat cu ajutorul programului Visual Basic 4.0 care are la bază conceptul programării orientate spre obiecte și dirijate de evenimente (OOED).

Programul *VĂTALĂ*, versiunea 1.1 este destinat studierii calitative a interdependenței parametrilor geometrici și cinematici ai vătalei. S-a optat pentru un program *BASIC* datorită nivelului înalt, răspândirii și flexibilității programului. Alegerea variantei *Visual* a apărut firesc datorită modului facil în care *Visual*-urile permit rezolvarea creării interfeței utilizator.

Fiind un program pe 32 de biți *VĂTALĂ 1.1* rulează doar sub Windows 95 sau Windows NT.

La apelare programul prezintă o fereastră (fig. 7.1) alcătuită din două zone.

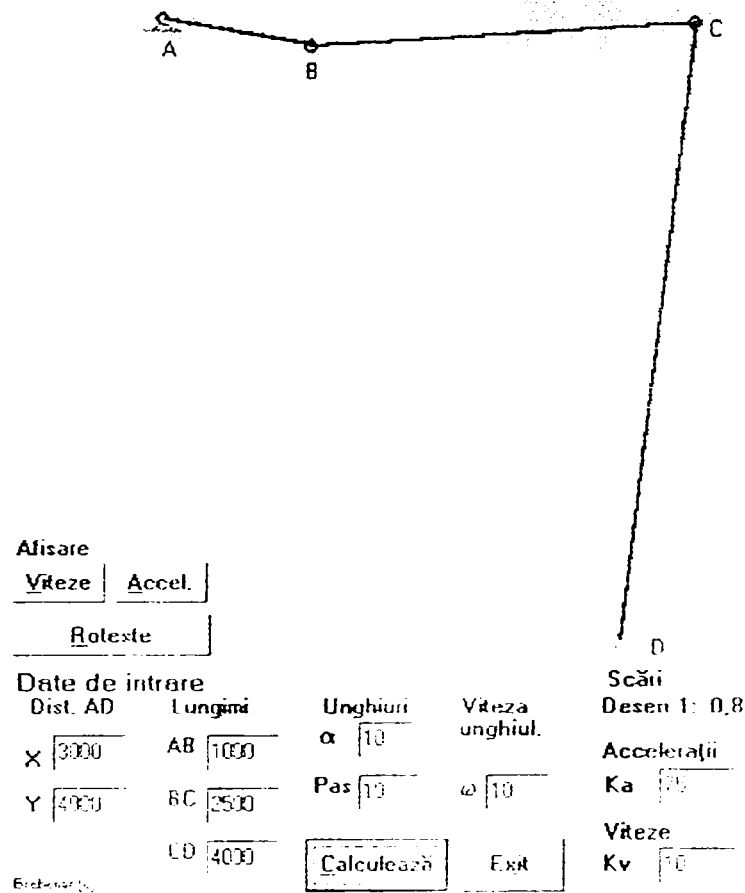


Fig. 7.1

Zona inferioară este rezervată dialogului cu utilizatorul. Cea mai mare parte din controale sunt destinate introducerii parametrilor geometrici ai vătalei de analizat. Este necesar ca utilizatorul să-și structureze datele în prealabil. Programul așteaptă introducerea distanțelor pe verticală și pe orizontală între cele două puncte de articulație A și D. De asemenea mai trebuie introduse lungimile reale ale elementelor care alcătuiesc mecanismul: L_{AB} , L_{BC} și L_{CD} . Pentru definirea completă a geometriei mai trebuie introdus unghiul α pe care manivela AB îl face cu orizontala. Unghiul α este acceptat în grade sexagesimale, având valoarea 0 în poziția orizontală și sensul pozitiv, invers sensului trigonometric.

În afară de datele geometrice programul mai primește de la utilizator viteza unghiulară de rotație ω a manivelei AB. Dacă utilizatorul nu introduce alte date, programul oferă automat un set de date prestabilit, cu care se poate face o demonstrație. În program se poate utiliza orice set consistent de unități de măsură.

După introducerea datelor se apasă pe butonul Calculează. Drept urmare, în zona superioară în care inițial s-a afișat un desen orientativ, este desenată la scară schema cinematică a mecanismului vătala de analizat. Scara desenului este astfel

aleasă de program încât tot desenul să intre în spațiul rezervat și este afișată sub antetul *Scări*, tot în partea inferioară a ferestrei.

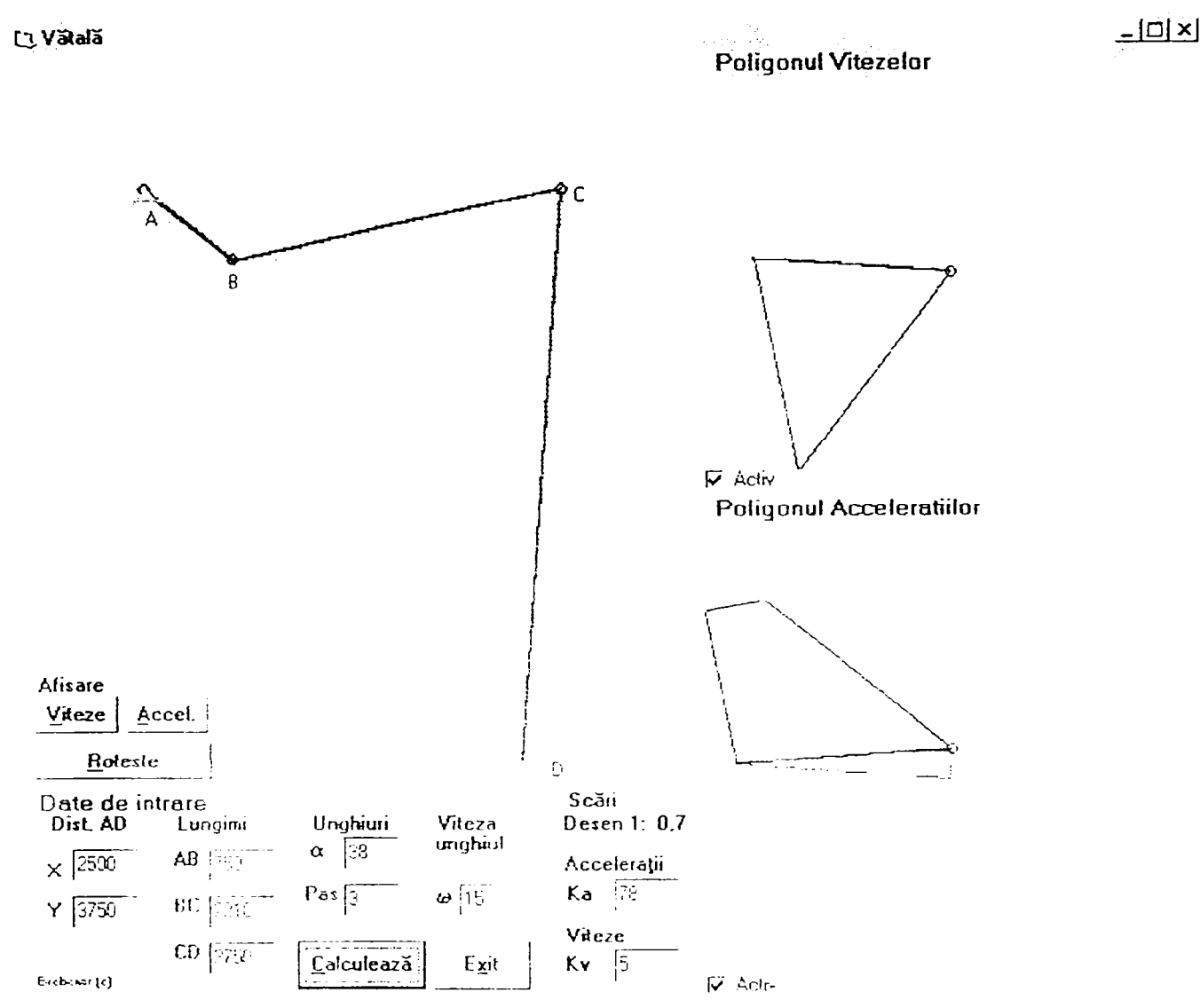


Fig. 7. 2.

În această fază utilizatorul are trei posibilități. Prima cea mai simplă, este să apese butonul *Rotește*. Ca urmare vătala desenată în partea superioară a ecranului începe să se rotească respectând dimensiunile geometrice date. Pasul de rotire se introduce în grade sexagesimale sub antetul *Pas* și poate fi modificat de utilizator. Un pas mai mare duce la o rotire mai rapidă.

Celelalte două posibilități sunt acționarea butoanelor *Viteze* respectiv *Accel*. La acționarea unuia dintre cele două butoane, fereastra se extinde făcând loc la câte un desen suplimentar conținând poligonul vitezelor, respectiv poligonul accelerațiilor. Acestea sunt desenate automat la câte o scară prestabilită. Dacă aceste scări nu convin (desenul este prea mic sau prea mare), ele pot fi modificate de utilizator. La o nouă apăsare a butonului *Calculează*, poligoanele sunt redesenate.

Dacă la rotirea vătalei se dorește să se urmărească variația poligoanelor vitezelor și accelerațiilor, înainte de accesarea butonului *Rotește*, se vor activa controalele *Activ* din cadrele celor două poligoane. În figura 2 se poate urmări desenul

complet Geometrie–Viteze–Accelerații pentru o vătălă a cărei geometrie se vede în partea inferioară a ferestrei. Pentru o mai ușoară urmărire a variației poligoanelor, acestea precum și schema cinematică a mecanismului vătălă au segmentele colorate diferit. Dacă după rotire se constată că desenul poligoanelor nu s-a încadrat în spațiul prevăzut, scările acestora pot fi modificate în consecință.

Concluzii

Pomind de la rezultatele deja stabilite privind analiza cinematică a mecanismului vătălă s-a realizat un program ce transpune metoda ecuațiilor vectoriale pe calculator utilizând limbajul Visual Basic 4.0.

Programul *VĂTALĂ 1.1* permite modelarea și determinarea stării cinematice a mecanismului pentru diverse date de intrare.

Programul elaborat se poate aplica la orice tip de mecanism vătălă la care acționarea se face prin bielă-manivelă, realizarea schemelor grafice făcându-se cu mare precizie. În plus, se elimină aproximațiile de la metoda analitică.

De asemenea, limbajul Visual Basic este de nivel înalt, ușor de învățat pentru utilizatorii de PC-uri.

Ținând seama că la mașinile textile forțele de inerție prezintă deosebită importanță, metoda preconizată, ce surprinde stările cinematice în desfășurarea lor, este utilă pentru stabilirea efectelor dinamice prezente în funcționare.

Trebuie remarcat de asemenea, rolul pedagogic al simulatorului.

Programul *VĂTALĂ 1.1* este redat în ANEXĂ.

Capitolul 8

DINAMICA MECANISMULUI VĂTALĂ

8.1. Cinematica și dinamica suveicii

În procesul de țesere, pentru formarea elementului de țesătură are loc o intercondiționare în funcționarea mecanismelor de bază ale mașinii de țesut.

Pentru studiul dinamicii mecanismului vătălă este necesară stabilirea legăturii și sincronizării mișcării acestui mecanism cu cea a mecanismul de lansare.

Din punct de vedere constructiv mecanismul vătălă, la mașinile de țesut clasice, conține și susține părți ale mecanismului de lansare (braț de lansare, casetele suveicii, suveica, tampoane) constituind în același timp suportul fizic pentru direcționarea mișcării suveicii.

Legea de mișcare a vătălei este astfel proiectată pentru a permite mișcarea suveicii în condiții cât mai bune. În același timp, mărimea, forma, legea de mișcare a suveicii influențează și ele dimensiunile constructive ale vătălei.

După lansare, suveica execută o mișcare complexă: o mișcare relativă de translație de-a lungul patului vătălei și o mișcare de transport, împreună cu vătala care execută o mișcare de rotație, oscilatorie în raport cu lagărele de susținere ale picioarelor vătălei.

În figura 8.1 este prezentată sub formă de ciclogramă corelația mișcării suveicii cu mișcarea vătălei la o rotație a arborelui principal.

În figură s-a notat cu α_i - unghiul de inițiere, α_l - unghiul de lansare și cu α_f - unghiul de frânare.

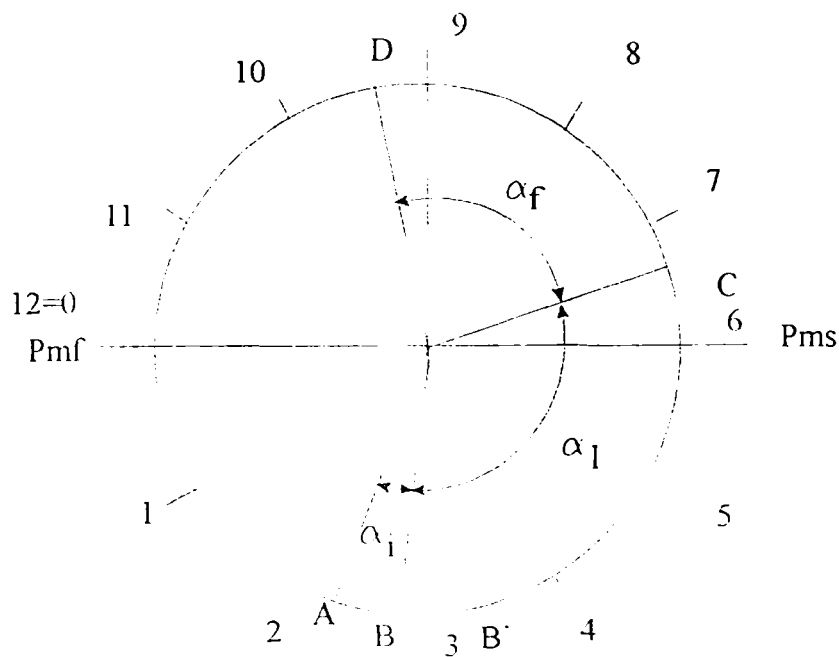


Fig. 8.1

Vătala execută un ciclu complet de funcționare deplasându-se de la punctul mort din față (Pmf) la punctul mort din spate (Pms) și invers. În acest timp picherul împreună cu suveica execută, începând din punctul A, o mișcare accelerată pe porțiunea unghiului de inițiere α_1 . În punctul B picherul a atins viteza maximă, suveica se separă de el și începe mișcarea balistică prin rost, direcționată de patul vătalei și spată. Punctul B este plasat în apropiere de poziția 3, în avans B sau în întârziere B', care datorită legii mișcării, vitezei și accelerației vătalei permit ca această mișcare să se producă fără perturbări și reducând uzura și ruperile de fire accidentale.

În consecință se recomandă pentru mașini de lățime mare și turație mică, începerea lansării suveicii în punctul B, iar pentru mașini înguste, de turație mare, în punctul B'.

Unghiul de lansare α_1 este delimitat pe ciclogramă de punctele B și C și se recomandă să conțină punctul mort din spate (Pms) când vătala își schimbă sensul de mișcare și dă naștere la forțe de inerție ce tind să preseze suveica către spată și să mărească stabilitatea mișcării.

Pe porțiunea CD, suveica este frânată în caseta de primire, care corespunde cu unghiul de frânare α_f de pe diagramă.

Pe porțiunea DA suveica este staționară în casetă de primire. În acest timp intervenind funcționarea mecanismelor de siguranță și control, de schimbare a casetelor sau de schimbare a canetei, etc., nereprezentate pe ciclogramă.

Se pune problema determinării vitezei cu care suveica pătrunde în rost.

În fig. 8.2 se prezintă o diagramă a vitezei suveicii în funcție de spațiul parcurs.

Pe porțiunea AB, suveica împreună cu picherul are o mișcare accelerată și intră în rost cu viteza v_1 .

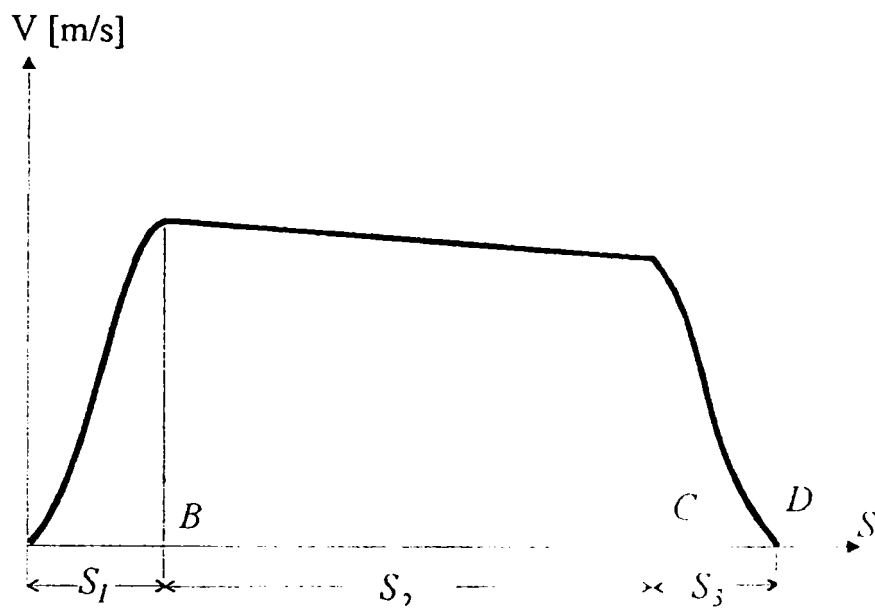


Fig. 8.2

Pe porțiunea BC, suveica are o mișcare balistică în rost, fiind direcționată și în contact cu patul vătălei, spata, firele de urzeală și aerul. Datorită acestor contacte apar forțe de frecare care-i micșorează viteza. Suveica iese din rost cu viteza v_2 .

Pe porțiunea CD, suveica este frânată, până la oprire, prin frânări și loviri repetate de pereții casei de primire.

Pe porțiunea BC, se consideră mișcarea suveicii uniform întârziată și se poate determina o viteză medie cu formula

$$V_{med} = \frac{S_2}{t} \quad (8.1)$$

unde: S_2 - spațiul parcurs de suveică prin rost în mișcare liberă, în m;

t - timpul de mișcare al suveicii prin rost, în secunde.

Acest timp se determină cu formula

$$t = \frac{\alpha_1 60}{360n} = \frac{\alpha_1}{6n} \quad (8.2)$$

unde: α_1 - unghiul de rotație al arborelui principal care corespunde timpului de parcurgere a rostului de către suveică în grade sexagesimale,

n - turația arborelui principal, în rotații pe minut.

Viteza medie este

$$V_{med} = \frac{S_2}{t} = \frac{S_2}{\frac{\alpha_1}{6n}} = \frac{6S_2 n}{\alpha_1} \quad (8.3)$$

Viteza medie a mișcării uniform întârziată poate fi determinată și după formula

$$V_{med} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (8.4)$$

unde: v_1 - viteza suveicii la începutul mișcării sale în rost, în m/s;
 v_2 - viteza suveicii la sfârșitul mișcării sale libere prin rost, în m/s.
Viteza v_2 se obține înlocuind în formula (8.4) valoare lui v_{med} din formula (8.3).

$$v_2 = 2v_{med} - v_1 = \frac{12S_2n}{\alpha_1} - v_1. \quad (8.5)$$

Pe de altă parte

$$v_2 = v_1 - at = v_1 - \frac{a\alpha_1}{6n} \quad (8.6)$$

unde a - accelerația suveicii în m/s^2 .

Din ecuațiile (8.5) și (8.6) se obține v_1 ,

$$v_1 = \frac{6S_2n}{\alpha_1} - \frac{a\alpha_1}{12n}. \quad (8.7)$$

Pentru determinarea accelerației suveicii, se face un studiu dinamic al mișcării acesteia.

Centrul de greutate al suveicii este considerat ca originea sistemului de coordonate Oxyz.

La mișcarea liberă prin rost asupra suveicii acționează următoarele forțe (fig. 8.3)

G - forța de greutate a suveicii și a canetei;

Q_n - componenta normală a forței de inerție a suveicii în mișcarea ei de transport;

Q_t - componenta tangențială a forței de inerție a suveicii în mișcarea ei de transport;

F - forța de frecare a suveicii de firele de urzeală, rezultată din cauza mișcării de transport;

F_1 - forța de frecare a suveicii cu firele de urzeală din cauza mișcării relative;

F_2 - forța de frecare a suveicii cu spata;

N_1 - reacțiunea patului vătălei;

N_2 - reacțiunea spetei;

T - forța de inerție a suveicii în mișcarea relativă.

Mărimile forțelor sunt:

$$G = mg; \quad F = N_1/l; \quad F_1 = N_1/l_1; \quad F_2 = N_2/l_2; \quad Q_n = m\omega^2R.$$

$$Q_t = mR \frac{d\omega}{dt}, \quad T = ma. \quad (8.8)$$

În aceste relații,

m este masa suveicii împreună cu caneta;

g - accelerația gravitațională;

μ - coeficientul de frecare dintre suveică și firele de urzeală, pe direcție longitudinală;

μ_1 - coeficientul de frecare între suveică și firele de urzeală pe direcție transversală;

μ_2 - coeficientul de frecare între suveică și spată;

ω - viteza unghiulară a vătalei;

R - raza de rotație a centrului de greutate al suveicii în mișcarea ei de transport.

Aplicând principiul lui d'Alembert și proiectând forțele pe axele sistemului de coordonate Ox, Oy și Oz, obținem

$$\begin{cases} N_2 + F - Q_1 = 0 \\ T - F_1 - F_2 = 0 \\ N_1 + Q_n - G = 0. \end{cases} \quad (8.9)$$

Deoarece în perioada de mișcare a suveicii deplasarea vătalei este neînsemnată se poate considera că $\omega = 0$. Prin urmare forța centrifugă a suveicii va fi egală cu zero.

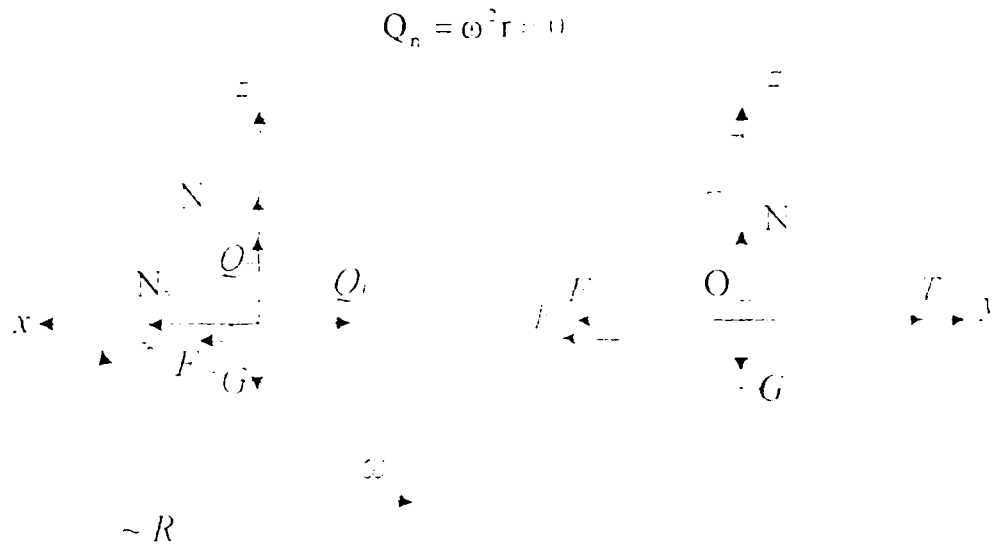


Fig. 8.3

Sistemul (8.9) devine

$$\begin{cases} N_2 = -F + Q_1 \\ T = F_1 + F_2 \\ N_1 = -Q_n + G. \end{cases} \quad (8.10)$$

Din sistemul (8.10) se determină mărimea forței T.

$$T = G\mu_1 + Q_1\mu_2 \pm G\mu\mu_2. \quad (8.11)$$

În ecuația (8.11), semnul + se ia pentru deplasarea vătalei spre punctul mort din spate, iar semnul - pentru deplasarea vătalei spre punctul mort din față.

Înlocuind mărimea forțelor care intră în această ecuație, obținem mărimea accelerației a,

$$a = g\mu_1 + \mu_2 R \frac{d\omega}{dt} \pm g\mu\mu_2 \quad (8.12)$$

Valorile coeficienților de frecare sunt:

$$\mu = 0,3 - 0,4;$$

$$\mu_1 = 0,4 - 0,5;$$

$$\mu_2 = 0,25.$$

Se observă că valoarea accelerației suveicii este influențată de coeficienții de frecare dintre corpul suveicii cu spata și firele de urzeală și de aspectele constructive și cinematice ale vătalei concretizate prin R și $d\omega/dt$.

Stabilitatea suveicii în zbor se poate asigura prin valori minime ale coeficienților de frecare, obținuți prin operațiile de înleiere și ceruire ale firelor de urzeală, prin folosirea unor spete fără asperități și denivelări și înlăturarea rugozităților de pe patul vătalei.

Dacă suveica este staționară pe patul vătalei reacțiunea normală N_1 și reacțiunea N_2 se consideră uniform distribuite (sub formă de dreptunghi). În mișcarea relativă a suveicii în rost forțele de frecare F_1 din partea patului vătalei și F_2 din partea spetei sunt excentrice în raport cu centrul de greutate O al suveicii și provoacă un moment de rotire

$$M_1 = F_1 b \quad \text{și} \quad M_2 = F_2 a \quad (8.13)$$

unde $2b$, $2a$ sunt înălțimea și lățimea suveicii.

Aceste momente sunt influențate de dimensiunile constructive ale suveicii și schimbă caracterul de distribuție al reacțiunilor așa cum se prezintă în fig. (8.4a) și fig. (8.4b).

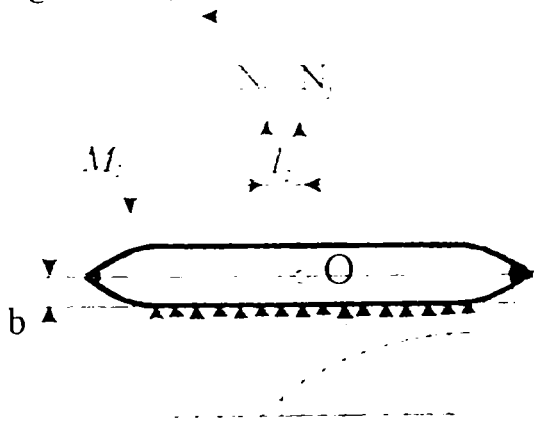


Fig. 8.4a

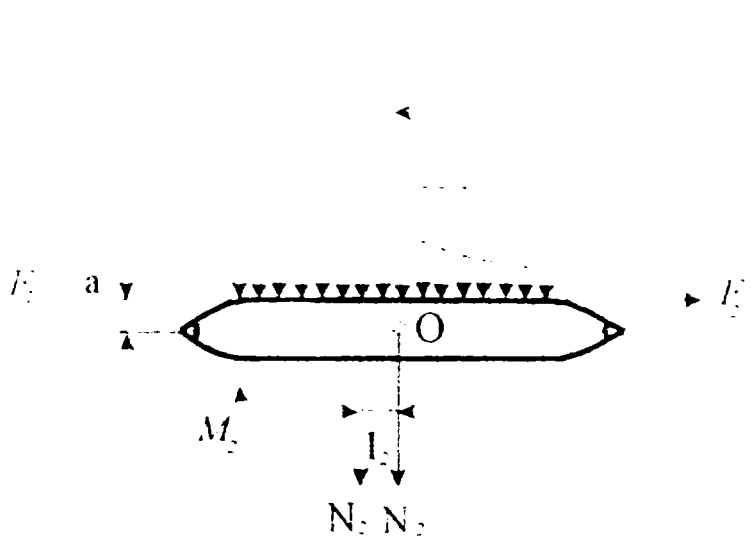


Fig.8.4b

În acest caz reacțiunile nu mai acționează în centrul de greutate, ci la o distanță l_1 , respectiv l_2 .

Caracterul noii distribuții provoacă o uzură neuniformă a suveicilor (vârful se uzează mai repede decât mijlocul).

Mișcarea suveicii prin rost are loc în condiții dinamice și cinematice complicate. În însuși principiul de mișcare liberă a suveicii se află posibilitățile de a nu respecta condițiile desfășurării normale ale acestui proces.

Un alt element perturbator al mișcării suveicii prin rost este tensiunea firului de bătătură.

Tensiunea firului de bătătură are o mărime neînsemnată în timpul lucrului normal, ea nu influențează în mod esențial mișcarea suveicii. Totuși când firul de bătătură cu care se lucrează are o rezistență mai mare el poate să abată mișcarea suveicii și chiar provoacă ieșirea acesteia din rost provocând accidente.

Pentru mărirea siguranței mișcării suveicii în timpul traversării rostului, aceste probleme tehnologice au fost rezolvate prin soluții constructive ale mecanismului vătălei.

De exemplu, la mașina de țesut A 100, patul vătălei se execută curbat, săgeata la mijlocul vătălei fiind de 25 mm (fig. 8.5a). Pereții din spate ai casetelor trebuie astfel fixați, ca împreună cu spata, să se deplaseze după o curbă lină (fig. 8.5b).

Poziția liniei posterioare a patului vătălei pe care se fixează spata, față de peretele posterior al barei de metal este indicată în fig. 8.5c.

În fond, mișcarea suveicii într-un război de țesut obișnuit, este un proces dintre cele mai complicate, greu de reglat și care se abate foarte des de la normal. Punerea la punct a mecanismului de lansare a suveicii face necesar ca personalul care deserveste mașina de țesut să aibe o formare în domeniu și o bogată experiență.

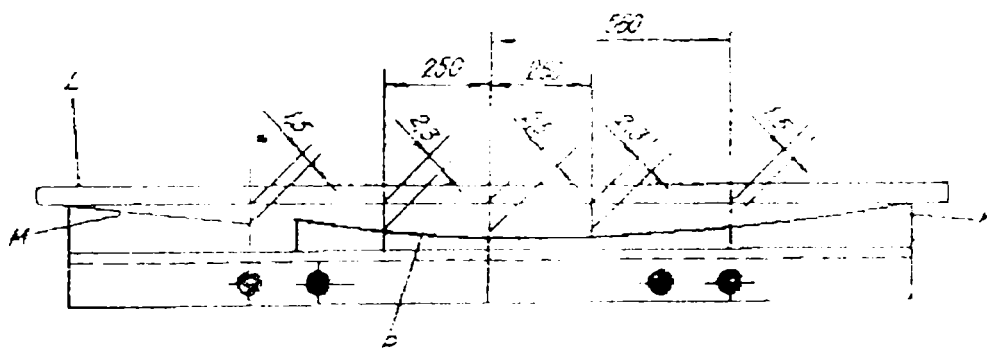


Fig. 8.5a

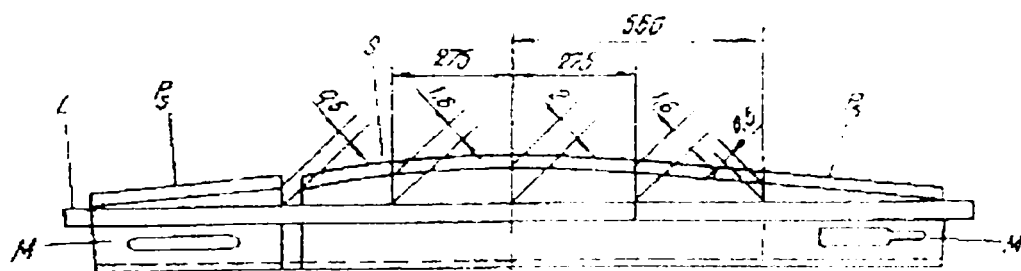


Fig. 8.5b

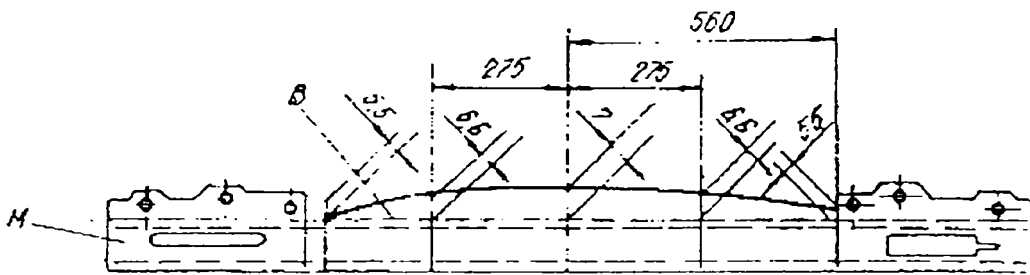


Fig. 8.5c

8.2. Calculul tursorului de inerție

Calculul dinamic al vătalei presupune determinarea reacțiunilor din articulații. Pentru aceasta este necesar să se determine tursorul forțelor de inerție.

Tursorul forțelor de inerție este format din rezultanta forțelor de inerție \bar{R}_1 și momentul rezultat al forțelor de inerție \bar{M}_1 , care au expresiile

$$\bar{R}_1 = -\dot{\bar{H}} \quad (8.14)$$

$$\bar{M}_1 = -\dot{\bar{K}} \quad (8.15)$$

În aceste relații, \bar{H} și \bar{K} sunt impulsul și momentul cinetic, calculate față de un punct fix sau față de centrul de greutate.

Impulsul \bar{H} se calculează cu relația

$$\bar{H} = m\bar{v}_G, \quad (8.16)$$

în care m este masa corpului și \bar{v}_G viteza centrului de greutate al solidului.

Momentul cinetic pentru un rigid în mișcare de rotație cu axă fixă are expresia

$$\bar{K}_O = -J_{Ox}\omega\bar{i} - J_{Oy}\omega\bar{j} + J_z\omega\bar{k} \quad (8.17)$$

unde J_x, J_y sunt momente de inerție centrifugale, J_z este momentul de inerție axial și ω este viteza unghiulară a solidului în jurul axei fixe de rotație.

Vătala poate fi tratată ca un corp ce se rotește în jurul unei axe fixe determinată de articulațiile O_1 și O_2 dintre picioare și batiu.

Pentru studiul mișcării se atașează vătalei un sistem mobil de coordonate $Oxyz$.

Planul de simetrie normal pe axa fixă de rotație Oxy este luat ca plan de referință, punctul O fiind pe axa de rotație Oz . Mai mult, se alege axa Ox încât să treacă prin centrul de greutate G al vătalei (fig. 8.6).

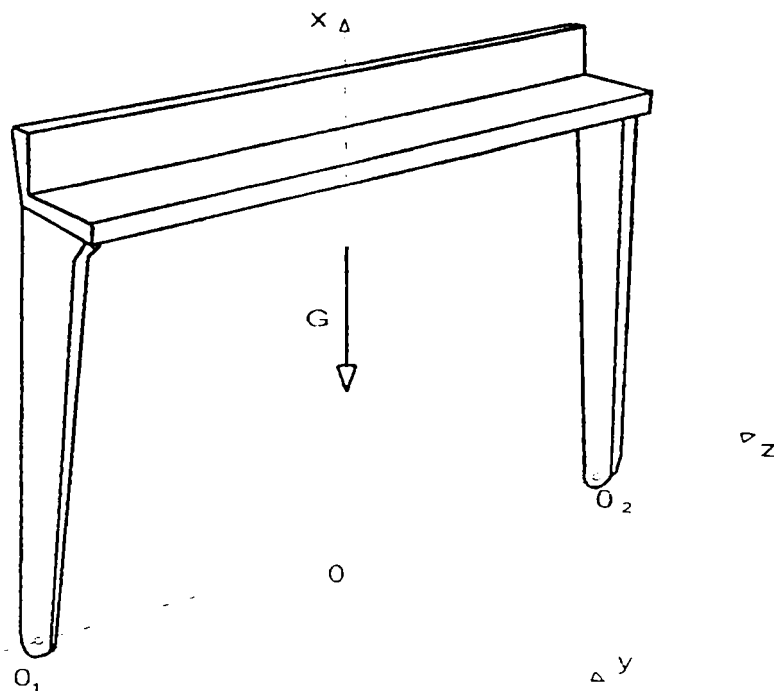


Fig. 8.6

Deoarece vâtală poate fi considerată aproximativ situată în planul Oxz, rezultă că momentul de inerție centrifugal J_{yz} este nul ($J_{yz} = 0$). De asemenea datorită simetriei se poate considera și momentul de inerție centrifugal J_{xz} nul ($J_{xz} = 0$).

Particularizând relațiile (8.14), (8.15), (8.16) și (8.17) pentru vâtală, torsorul de reducere al forțelor de inerție în O este format din rezultanta

$$\bar{R}_I = m x_G (\omega^2 \vec{i} - \varepsilon \vec{j}) \quad (8.18)$$

și momentul resultant

$$\bar{M}_I = -J_y \varepsilon \vec{k} \quad (8.19)$$

Pentru modelul mecanismului vâtală cu bielă normală s-au determinat în subcapitolul 5.1. vitezele și accelerațiile punctului C aparținând vâtalăi.

Înlocuind în relațiile (8.18) și (8.19) valorile numerice $J_y = 27,5 \text{ kgm}^2$, $m = 70 \text{ kg}$, $x_G = 0,52 \text{ m}$, s-au determinat cu ajutorul unui program de calcul tabelar Excel Microsoft '97, elementele torsorului forțelor de inerție în raport cu punctul O.

Valorile acestuia sunt prezentate în tabelul 8.1

Tabel 8.1

α ($^\circ$)	v mm/s	a mm/s ²	ω rad/s	ε rad/s ²	R_I N	M_I Nm
0	0	29.398	0,000	41,640	1.515,704	1.145,106
20	479	27.190	0,678	38,973	1.418,719	1.071,759
40	878	19.993	1,244	29,865	1.088,554	821,296
60	1.127	9.797	1,596	16,425	605,022	451,687
80	1.198	2.222	1,697	6,027	243,125	165,735

α (°)	v mm/s	a mm/s ²	ω rad/s	ε rad/s ²	R_I N	M_I Nm
100	1.109	9.420	1,571	15,810	582,460	434,782
120	906	14.720	1,283	22,497	821,070	618,659
140	633	17.689	0,897	25,859	941,727	711,126
160	325	19.206	0,460	27,416	997,968	753,937
180	2	19.867	0,003	28,140	1.024,305	773,856
200	332	19.700	0,470	28,125	1.023,775	773,433
220	650	18.184	0,921	26,604	968,878	731,611
240	926	14.580	1,312	22,372	816,741	615,227
260	1.120	8.475	1,586	14,521	536,441	399,325
280	1.190	2.024	1,686	5,708	232,084	156,968
300	1.104	10.188	1,564	16,876	620,697	464,087
320	857	193.999	1,214	276,260	10.055,993	7.597,140
340	471	26.410	0,667	37,853	1.377,945	1.040,958

În tabel s-a notat cu

α - unghiul de rotație al arborelui principal;

v - viteza punctului C aparținând vătalei;

a - accelerația punctului C aparținând vătalei.

ω - viteza unghiulară a piciorului vătalei;

ε - accelerația unghiulară a piciorului vătalei;

R_I - mărimea rezultantei forțelor de inerție calculate față de punctul O;

M_I - mărimea momentului resultant forțelor de inerție calculate față de punctul O.

Pentru modelul mecanismului vătală cu bielă scurtă, s-au determinat în subcapitolul 5.2 vitezele și accelerațiile punctului E aparținând vătalei. În același mod ca pentru vătala cu bielă normală s-au determinat elementele torsorului forțelor de inerție, care sunt prezentate în tabelul 8.2.

Tabel 8.2

α (°)	v mm/s	a mm/s ²	ω rad/s	ε rad/s ²	R _i N	M _i Nm
0	0	37.852	0,000	58,234	2.119,712	1.601,431
20	620	35.484	0,954	55,501	2.020,493	1.526,266
40	1.149	27.137	1,768	44,874	1.637,368	1.234,034
60	1.498	14.674	2,305	27,887	1.033,320	766,883
80	1.611	4.084	2,478	12,426	504,551	341,711
100	1.473	15.579	2,266	29,103	1.075,721	800,337
130	1.130	25.035	1,738	41,538	1.515,967	1.142,285
140	690	27.966	1,062	44,151	1.607,637	1.214,166
160	225	26.021	0,346	40,152	1.461,544	1.104,184
180	179	42.056	0,275	64,777	2.357,898	1.781,378
200	528	19.552	0,812	30,740	1.119,188	845,346
220	834	17.221	1,283	28,140	1.026,052	773,854
240	1.100	14.625	1,692	25,364	929,113	697,507
260	1.307	10.254	2,011	19,819	736,256	545,011
280	1.411	3.594	2,171	10,241	410,357	281,640
300	1.349	10.182	2,075	19,972	743,689	549,226
320	1.076	22.910	1,655	37,986	1.386,300	1.044,627
340	602	33.302	0,926	52,092	1.896,392	1.432,519

Din compararea valorilor forțelor de inerție pentru cele două cazuri se observă valorile mult mai mari ale forțelor de inerție pentru cazul vătalei cu bielă scurtă fapt ce confirmă folosirea acestora la mașinile de țesut pentru țesături din fire tip lână.

8.3. Determinarea centrului de percuție pentru eliminarea șocului dintre vătală și material.

În vederea realizării elementului de țesătură, importanță deosebită prezintă îndesarea firului de bătătură. Datorită însă contactului dintre gura țesăturii și spată apare un șoc, durata contactului fiind extrem de scurtă. De fapt se poate presupune că apar ciocniri produse de acțiunea țesături asupra vătalei, care este un corp cu axă fixă [20], [43].

Aceste ciocniri au un efect asupra articulațiilor vătalei care conduc la șocuri și vibrații.

De aceea la realizarea îndesării este necesar ca reacțiunile din articulații să fie cât mai mici. Este situația cunoscută a centrului de percuție în cazul corpului cu axă fixă [62].

Pentru analiza efectului interacțiunii dintre gura țesăturii și spată asupra funcționării vătălei, s-a adoptat un model care permite stabilirea principalelor concluzii privind comportarea dinamică a vătălei. S-a asimilat vătala cu un pendul fizic

Asupra vătălei acționează forțe în general variabile ca de exemplu forțe datorate rezistenței țesăturii, greutatea, reacțiunile din articulațiile cu sistemul de antrenare și cu fundația, etc.

Importanță prezintă însă numai forța datorată acțiunii dintre gura țesăturii și spată care este o forță tehnologică ce acționează periodic și numai în vecinătatea poziției extreme din față a vătălei unde are intensitate maximă. Presupunând că urzeala este așezată orizontal forța de interacțiune va fi aproximativ tot orizontală. Astfel se poate aprecia că reacțiunile dinamice în articulațiile de la picioarele vătălei sunt determinate numai de aceste forțe. În particular dacă forțele datorate țesăturii pot fi echilibrate de rezultanta forțelor de inerție, aceste reacțiuni sunt negliabile.

Ciocniri mai pot să apară la funcționarea defectuoasă a mașinii de țesut. Dacă suveica în mișcare balistică rămâne în rost fără să poată intra în casetă, mașina trebuie oprită pentru a preveni ruperea în masă a firelor. Mașina este oprită brusc cu ajutorul tamponelor de care se ciocnește vătala. Dispozitivele de siguranță frânează brusc mișcarea vătălei, prin tamponele de pe vătală și batiu. Studiul efectelor produse se poate obține la fel ca și în cazul anterior, numai că rezultatele nu pot fi simultan îndeplinite.

Pentru a determina torsorul minimal al forțelor de inerție se calculează produsul scalar dintre rezultanta forțelor de inerție \vec{R}_1 și momentul forțelor de inerție \vec{M}_1 :

Din egalitatea evidentă $\vec{R}_1 \cdot \vec{M}_1 = 0$, se deduce că forțele de inerție se reduc la o rezultantă unică aplicată în punctul A de pe axa de simetrie Ox.

Ținând seama că în acest caz de reducere este valabilă relația

$$\vec{r}_A \times \vec{R}_1 = \vec{M}_1 \quad (8.20)$$

se deduce

$$x_A = \frac{J_1}{mx_G} \quad (8.21)$$

Dar această relație arată că x_A trebuie să fie chiar lungimea pendulului matematic sincron cu pendulul fizic corespunzător vătălei.

În poziția extremă din față, forța de rezistență \vec{F} datorată țesăturii este însă dirijată tot perpendicular pe planul vătălei. Dacă această forță se aplică chiar în punctul A de aplicație al rezultantei forțelor de inerție, acestea sunt opuse și ca urmare reacțiunile din articulațiile de la picioarele vătălei se reduc.

De fapt punctul A este chiar centrul de percuție pentru vătala considerată fără alte legături și supusă unei percuții. În consecință poziția punctului A dată de relația (8. 21) va primi denumirea de centrul de percuție al vătălei.

8.4. Variația poziției centrului de percuzie

Condiția stabilită pentru centrul de percuzie nu poate fi întotdeauna realizată. Este necesar să se aducă modificări în construcția vătalei. Dintre modificările posibile cea mai simplă este de a completa vătala cu o masă concentrată.

Masa suplimentară m' sub formă de bară, se fixează în planul vătalei cu axa de rotație la distanța ℓ' (fig. 8.7).

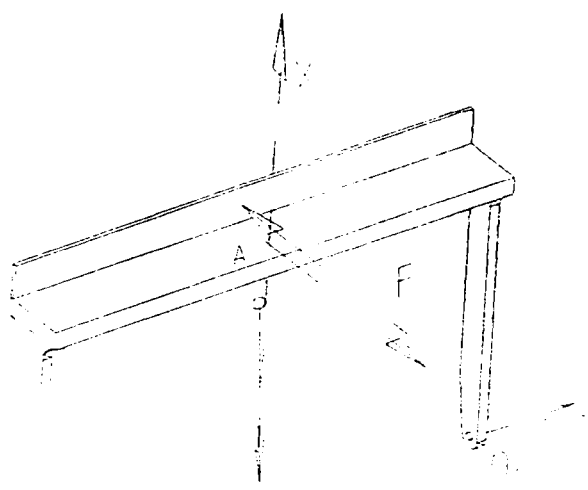


Fig.8.7a

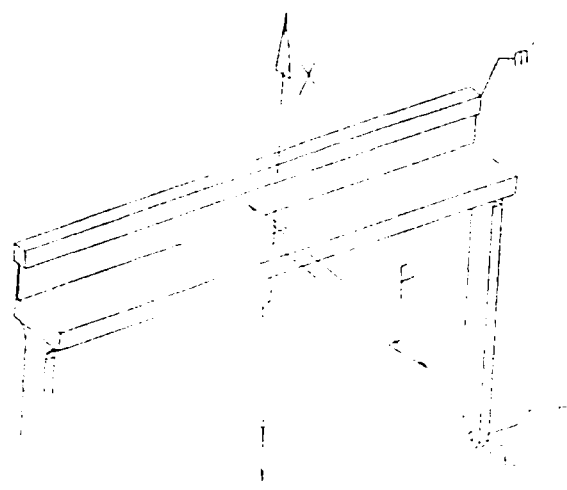


Fig.8.7b

Folosind formula (8.21) noul centru de percuzie A' al vătalei va fi dat de relația

$$x_{A'} = \frac{J_z + m' \ell'^2}{m x_G + m' \ell'} \quad (8.22)$$

În situația că trebuie ridicat centrul de percuzie pentru a fi în dreptul forței dată de țesătură, este necesar să fie satisfăcută condiția

$$x_{A'} > x_A \quad (8.23)$$

Inegalitatea (8.23) conform relațiilor (8.21) și (8.22), conduce la condiția

$$\ell' > \frac{J_z}{m x_G}$$

sau

$$\ell' > x_A \quad (8.24)$$

Prin urmare masa suplimentară trebuie să fie situată deasupra centrului de percuzie pentru ca acesta să urce. Analog se deduce că masa suplimentară așezată sub centrul de percuzie face ca acesta să coboare.

Introducerea unei mase concentrate face ca centrul de percuzie să ocupe diferite poziții. Studiul variației centrului de percuzie, funcție de distanța masei suplimentare până la axă, permite stabilirea exactă a poziției masei.

Din ecuația (8.22) se deduce că pentru determinarea poziției noului centru de percuție este necesară cunoașterea masei m' sau a distanței e' . Deoarece vătala, din punct de vedere constructiv are o anumită lungime, pentru determinarea masei m' , considerăm lungimea l' cunoscută. Masa m' se determină cu ajutorul relației (8.23)

$$m' = \frac{J_z - x_A x_G m}{l'(x_{A'} - l')} \quad (8.25)$$

Pentru datele $J_z = 27,5 \text{ kgm}^2$, $m = 70 \text{ kg}$, $x_G = 0,52 \text{ m}$, $x_A = 0,78 \text{ m}$, $l' = 0,85 \text{ m}$ se obține $m' = 14,99 \text{ kg}$.

Cu o masă suplimentară m' , determinată și situată pe capacul vătalei se determină variația poziției centrului de percuție $x_{A'}$ în funcție de axa fixă de rotație.

Se presupune că masa suplimentară m' este introdusă în planul vătalei la distanța ζ de la axa fixă de rotație.

Poziția centrului de percuție va fi dată de relația

$$x_{A'} = \frac{J_z + m' \xi^2}{m x_G + m' \xi} \quad (8.26)$$

Trebuie studiată variația coordonatei $x_{A'}$ a centrului de percuție funcție de distanța ξ la care se adaugă masa suplimentară.

Derivata în raport cu distanța ζ a relației (8.26) este

$$\frac{1}{m'} \frac{dx_{A'}}{d\xi} = \frac{m' \xi^2 + 2m x_G \xi - J_z}{(m x_G + m' \xi)^2} \quad (8.27)$$

Numărătorul derivatei (8.27) este un trinom de gradul doi în raport cu variabila ξ . Din anularea numărătorului, adică

$$m' \xi^2 + 2m x_G \xi - J_z = 0 \quad (8.28)$$

rezultă rădăcinile

$$\xi_{1,2} = \frac{-m x_G \mp \sqrt{m^2 x_G^2 + m' J_z}}{m'} \quad (8.29)$$

cărora le corespund centrele de percuție A'_1 și A'_2 aflate la distanțe extreme față de axa fixă de rotație.

Variația lui $x_{A'}$ funcție de ζ poate fi urmărită din tabelul următor.

ζ	$-\infty$	ζ_1	0	ζ_2	$+\infty$
$\frac{dx_{A'}}{d\xi}$	1	+	0	-	1
$x_{A'}$	$-\infty$	\nearrow	$x_{A'1}$	\searrow	$x_{A'2}$
			$x_{A'}$		$+\infty$

După cum se constată pentru coordonata ζ_1 (masa suplimentară situată sub axa fixă) va corespunde punctului A'_1 aflat la distanța minimă de axă.

De asemenea, pentru coordonata ζ_2 (masa suplimentară situată deasupra axei fixe) va corespunde punctului A'2 aflat la distanța maximă față de axă.

În consecință, indiferent de poziția masei suplimentare centrul de percuție se va afla între pozițiile extreme A'1 și A'2.

Pentru exemplul numeric dat înainte se află $\zeta_1 = 5,206$ m și $\zeta_2 = 0,352$ m, la care corespund valorile $x_{A'1} = -10,411$ m și $x_{A'2} = 0,704$ m. Valoarea corespunzând rădăcinii pozitive este importantă, deoarece rădăcina negativă nu poate fi realizată practic.

Graficul funcției este dat în fig. 8.8.

Funcția admite o asimptotă verticală pentru

$$\xi = -\frac{mX_G}{m'} \quad (8.30)$$

În grafic curba 1 corespunde unei mase suplimentare $m' = 15$ kg și curba 2 corespunde unei mase suplimentare $m' = 50$ Kg.

Se observă că cu cât masa suplimentară este mai mare asimptota se apropie de axa Ox, valoarea lui ζ_2 și valoarea $x_{A'2}$.

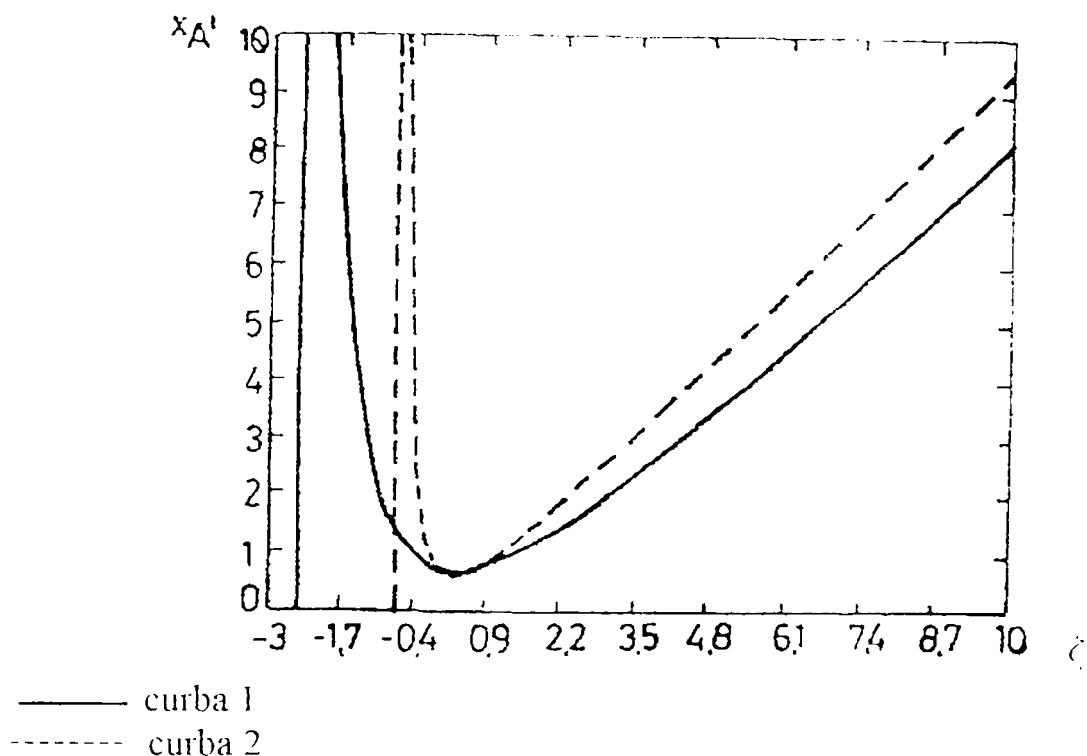


Fig. 8.8

Pentru a obține poziția centrului de percuție la nivelul ansamblului urzeală țesătură, este mult mai eficient să se pună masa suplimentară mai mare sub axa fixă a vătalei iar masa suplimentară mică deasupra axei de rotație a vătalei

Concluzii

În funcționarea vătalei apar situații speciale asimilabile ciocnirilor. Aceasta au loc în poziția extremă din față la contactul dintre gura țesăturii și spată, precum și în situații critice ce necesită oprirea mașinii cu ajutorul tamponelor.

Efectele ciocnirilor pot fi diminuate prin aplicarea loviturii țesăturii asupra spatei chiar în punctul de aplicație al rezultantei forțelor de inerție. Este cazul cunoscut al centrului de percuție ce permite eliminarea reacțiunilor din articulațiile axei fixe.

Introducerea unei mase suplimentare în planul vătalei modifică poziția centrului de percuție și permite stabilirea constructivă a mașinii fără efecte percutante.

Analiza variației poziției centrului de percuție în funcție de poziția masei suplimentare constituie baza alegerii variantei potrivite de eliminare a efectelor ciocnirii. Prin delimitarea pozițiilor centrului de percuție este posibilă alegerea variantei optime de completare a vătalei cu masă suplimentară.

Toate rezultatele obținute pot fi aplicate vătalelor din construcția mașinilor de țesut care în multe cazuri nu respectă condițiile de realizare a centrului de percuție.

Capitolul 9

DETERMINĂRI EXPERIMENTALE

9.1. Calculul nivelurilor acustice

Într-o țeșătorie sunt mai multe surse de zgomot și în acest caz trebuie determinat nivelul total.

Dacă nivelul acustic al sursei i este L_i , pe scară logaritmică, atunci conform definiției se poate scrie

$$L_i = 10 \lg \frac{I_i}{I_0} \quad (9.1)$$

unde I_i este intensitatea acustică a sursei, iar I_0 intensitatea acustică de referință. Ținând seama că în același timp sunt mai multe surse de intensități I_i ($i=1,2,\dots,n$) cu niveluri acustice L_i , intensitatea acustică totală este

$$I = \sum_{i=1}^n I_i \quad (9.2)$$

și conform formulei (9.1)

$$\frac{I}{I_0} = \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i}$$

Deoarece nivelul acustic total se definește tot cu ajutorul formulei (9.1) se poate scrie

$$L = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (9.1')$$

I_0 - este intensitatea acustică de referință și are valoarea 10^{-12} w/m².

Calculul se poate face și prin înlocuire

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i} \quad (9.3)$$

Prin urmare în cazul acționării simultane a mai multor surse de zgomot, determinarea nivelului total se face prin adunarea energetică a nivelurilor corespunzătoare fiecărei surse folosind formula (9.3).

Calculul nivelului total se poate face și cu ajutorul unei nomograme care simplifică operația [6].

De asemenea pentru mai multe surse se definește și nivelul acustic mediu ce corespunde intensității acustice medii. Deoarece intensitatea medie a n surse de intensități I_i ($i=1,2,\dots,n$) este dată prin media aritmetică

$$I_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n I_i, \quad (9.4)$$

conform formulei (9.1) se deduce

$$L_m = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1 I_i} \right) \quad (9.5)$$

Dacă există o singură sursă de zgomot care are o intensitate variabilă în timp, atunci pentru caracterizarea ei se definește nivelul acustic echivalent. Acesta corespunde unei intensități echivalente care ar fi constantă pe tot intervalul considerat.

Ținând seama că intensitatea I apare pe intervalul dt , intensitatea echivalentă va fi

$$I_{ech} = \frac{1}{T} \int_0^T I dt \quad (9.6)$$

T fiind timpul total. Dar pe baza formulei (9.1) se deduce

$$\frac{I_{ech}}{I_0} = \frac{1}{T} \int_0^T 10^{0.1 L(t)} dt$$

și deci

$$I_{ech} = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{0.1 L(t)} dt \right) \quad (9.7)$$

Din relația (9.7) se observă că pentru determinarea nivelului echivalent L_{ech} este necesar să se cunoască nivelul $L(t)$. Efectiv calculul se poate face cu formula (9.7) sau cu ajutorul aparatului de măsură care indică automat nivelul echivalent (de exemplu înregistratorul statistic de zgomot RC324 produs de Retic Electronic Instem – Germania).

9.2. Efectele nocive ale zgomotului și vibrațiilor existente în industria textilă și normarea lor.

Zgomotul și vibrațiile existente în industria textilă au acțiune dăunătoare asupra organului auditiv, asupra diferitelor organe și aparate ale corpului, reduc productivitatea muncii și inteligibilitatea vorbirii. În acest fel se produce o pierdere a sensibilității acustice mergând până la surditate, crește tensiunea arterială, scade agerimea vederii, se schimbă ritmul respirației, slăbesc atenția și reacțiile psihice [85], [86], [87].

Pericolele de accidente cresc deoarece se reduce posibilitatea de semnalizare acustică, a orientării muncitorilor după diferite zgomote caracteristice și se reduce inteligibilitatea vorbirii la locul de muncă. După 4 ore de muncă în mediu zgomotos randamentul muncitorilor se reduce cu 33 %.

În scopul evitării influenței nocive a zgomotului și vibrațiilor asupra organismului uman a fost necesară stabilirea unor niveluri limită a căror depășire nu este permisă. Pe plan mondial această problemă complexă este rezolvată în mod în diferite țări așa cum rezultă din tabelul 9.1. [95].

Aspecte ale legislației în privința zgomotului înregistrate în diverse țări

Tabel 9.1

Țara (legislație)	L_{Aech} . 8-ore rată de expunere	Rată de schimb	Limite pentru producere sau control administrativ	Limită pentru monitorizarea ascultării	Limita superioară pentru nivelul sunetului
Australia (diferă după state)	85 dB	3dB	85 dBA	85 dBA	140 dB vârf
Brazilia	85 dB	5dB	90 dBA Fără expunere >115 dB dacă nu este protecție	85 dBA	130 dB vârf
Canada (federală) (ON, PQ, NB) (Alta, NS, NF) (BC)	87 dB 90 dB 85 dB 90 dB	3 dB 5 dB 5 dB 3 dB	87 dB 90 dBA 85 dBA 90 dBA	84 dBA 85 dbA (a)	140 dB vârf
China	70 - 90 dB	3 dB			115 dBA
Finlanda	85 dB	3 dB	85 dB		
Franța (b)	85 dB	3 dB	90 dBA sau 140 dB vârf	85 dbA	135 dBA
Germania (b), (c)	85 dB	3 dB	90 dBA	85 db A	140 dBA
Ungaria	85 dB	3 dB	90 dBA		125 dBA sau 140 dB vârf
Israel	85 dB	5 dB			115 dBA sau 140 dB vârf
Italia	85 dB	3 dB	90 dBA	85 dB	140 dB vârf
Olanda	80 dB	3 dB	85 dBA	85 dB	140 dB vârf
Noua Zeelandă	85 dB	3 dB	85 dBA + 3 dB rată de schimb		115 dbA lent sau 140 dB vârf
Norvegia	85 dB	3 dB		80 dBA	110 dBA

Țara (legislație)	L_{Acch} . 8-ore rată de expunere	Rată de schimb	Limite pentru producere sau control administrativ	Limită pentru monitorizarea ascultării	Limita superioară pentru nivelul sunetului
Spania	85 dB	3 dB	90 dBA	80 dBA	140 dB vârf
Suedia	85 dB	3 dB	90 dBA	80 dBA	115 dBA 140 dBC
Regatul Unit	85 dB	3dB	90 dBA	85 dBA	
USA (d)	90 dB	5 dB	90 dBA dar nici o expunere > 115 dBA	85 dBA	140 dB vârf
USA (Armata și aviația)	84 dB	3 dB		85 dBA	sau 115 dBA 140 dB vârf
Se recomandă	85 dB	3 dB	Utilizarea mașinilor cele mai liniștite și absorbție în hală la locurile de muncă	La măsurare și la intervale după aceea	140 dB vârf

- (a) O situație mai complexă este simplificată pentru a fi introdusă în tabel.
- (b) Aceste țări necesită declararea zgomotului mașinii, utilizarea mașinilor celor mai puțin zgomotoase, acolo unde este rațional posibil, și reducerea reflectării zgomotului în clădire, indiferent de sunet sau de nivelul de expunere
- (c) Expunerea la zgomot constă din L_{Aeq} și ajustări pentru caracterul tonal și fără impulsuri.

TWA este Time Weighted Average (Timp de Supraveghere Mediu). Reglementările în USA sunt neobișnuit de complexe din cauză că sunt utilizate pentru a măsura diferite praguri, pentru a iniția înregistrarea programată (85 dBA), monitorizarea expunerii la zgomot (80 dBA), și măsuri de reducere a zgomotului (90 dB), fiecare folosind o rată de schimb de 5 dB.

Limitele admise de zgomot și vibrații sunt stabilite în funcție de două obiective: asigurarea protecției sub raportul efectelor locale și asigurarea protecției sub raportul efectelor generale.

În scopul evitării influenței nocive a zgomotului și vibrațiilor asupra organismului uman a fost necesară stabilirea unor niveluri limită a căror depășire nu este permisă prin normele de medicina muncii. Pentru asigurarea protecției sub raportul efectelor locale, limita maximă admisă pentru zgomotul de la locurile de muncă cu solicitare normală a atenției este de 90 dB (A) nivel acustic continuu

echivalent pe săptămână, conform Art. 44 din “Normativul Republican de Protecție a Muncii”, publicat în “Monitorul Oficial al României”, partea I, Nr. 60 bis din 26 martie 1996.

Acesta se determină cu relația

$$L_{ech} = 70 + 10 \lg \sum E_i \quad (9.8)$$

în care E_i sunt indicii parțiali de expunere la zgomot care au expresia

$$E_i = \frac{\Delta t_i}{48} 10^{0.1(L_i - 70)} \quad (9.9)$$

unde L_i este nivelul acustic în dB (A) al clasei de zgomot i ,

Δt_i durata săptămânală (minute sau ore) a clasei de zgomot.

Când nivelul zgomotului se păstrează același pe toată durata săptămânii atunci acesta este egal valoric cu nivelul zgomotului continuu echivalent.

Pentru normarea zgomotului Organizația Internațională de Standardizare recomandă utilizarea familiei de curbe de zgomot Cz [32], [43].

Pentru păstrarea auzului se recomandă ca zgomotul de bandă largă care acționează continuu 5 ore și mai mult pe zi să nu depășească curba de zgomot Cz 85 la frecvențele de 500, 1000 și 2000 Hz. Pentru evitarea efectului de jenă și de interferare a atenției, nivelul zgomotului nu trebuie să depășească valorile corespunzătoare curbei de zgomot Cz 75.

De asemenea conform Normelor republicane de protecția muncii, limitele admise pentru mărimile caracteristice ale vibrațiilor (același, viteza, deplasare) din diferite locuri de muncă în funcție de frecvență sunt ilustrate prin curbele din fig. 9.1. Curbele I, III și V reprezintă curbele limită admise în care durata de expunere la vibrații este de scurtă durată (circa 10-15% din programul de lucru zilnic) iar curbele II, IV și VI sunt curbele limită admise în cazul în care durata de expunere la vibrații este continuă, până la întregul program de lucru zilnic.

9.3. Metode de reducere a zgomotului și vibrațiilor

Zgomotul, vibrațiile și durata de reverberație în țesătorii pot fi reduse prin diferite procedee. Dintre acestea trebuie aplicate acelea care să nu incomodeze activitatea muncitorilor în timpul lucrului, sunt mai ușor de realizat, mai eficiente și nu sunt costisitoare.

În acest sens se pot aplica măsuri de reducere a zgomotului la sursă, înlocuind războaiele de țesut clasice cu mașini de țesut fără suveică care au o funcționare mult mai silențioasă. Astfel, țesătoriile pot fi utilizate cu mașini de țesut neconvenționale, la care inserarea firului de bătătură se face cu jet de apă, jet de aer, tije rigide sau flexibile, etc.

La mașinile de țesut existente este necesară înlocuirea pieselor și subansamblelor care reprezintă surse de zgomot cu alte piese și mecanisme mai silențioase. De exemplu, pentru a micșora nivelul de vibrații al sabiei pentru lansarea

suveicii și pentru a împiedeca radiația ei sonoră se acoperă sabia cu un strat de vopsea antifonică cu grosimea de 2-3 mm. Pentru a combate zgomotul care ia naștere ca urmare a impactului dintre picher și suveică se fixează în picher un dop din material antișoc rezistent la uzură [38].

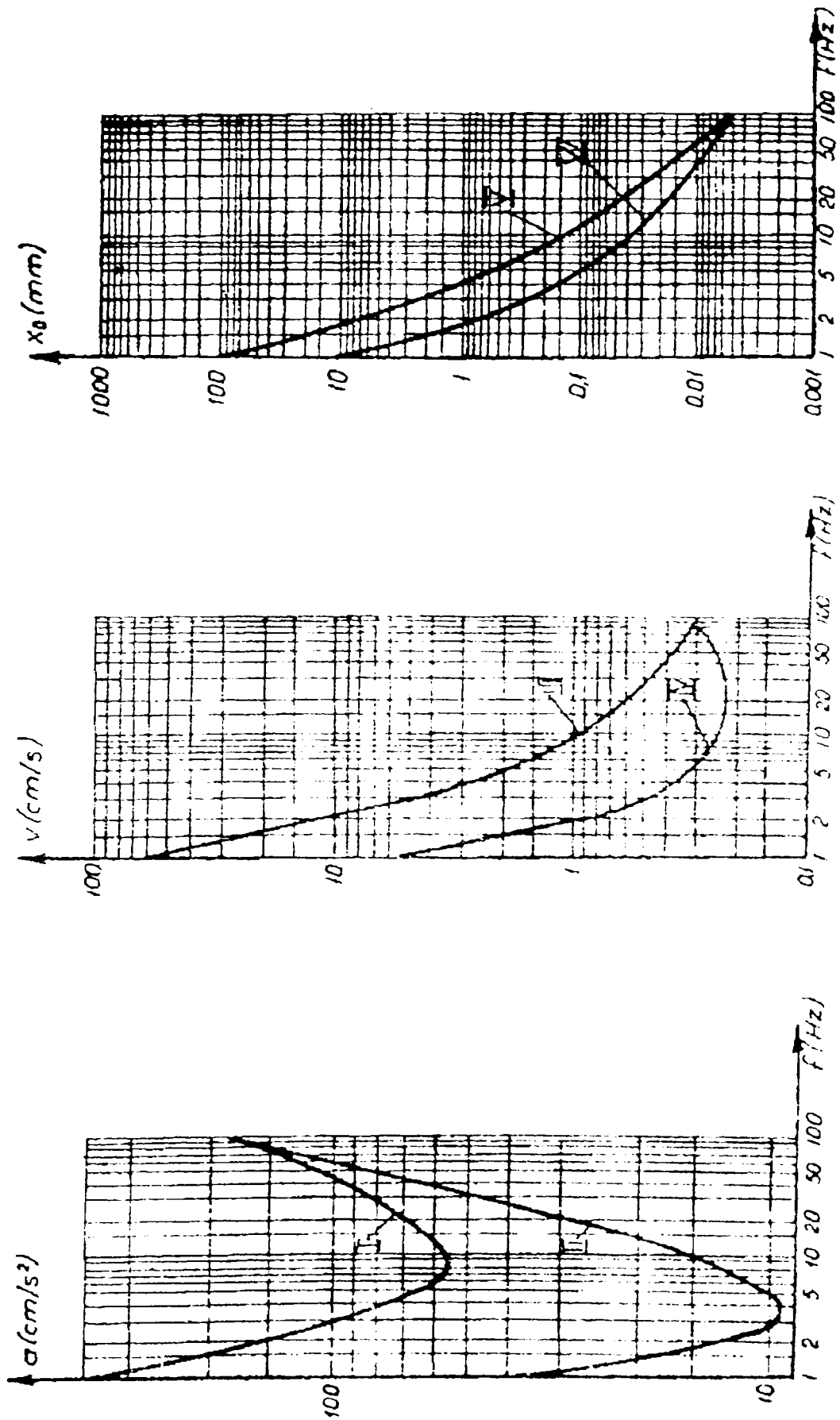


Fig. 9.1

Radiația zgomotului de către pereții și tavanul halelor poate fi redusă aplicând pe aceștia un tratament acustic care se realizează printr-o căptușeală fonoabsorbantă din saltele de vată minerală centrifugală în grosime de 50 mm, amplasată la 20 mm față de pereți și plafon. Aceste saltele de vată minerală se acoperă cu un tifon din fibre poliamidice și tablă inoxidabilă nervurată și perforată în proporție de 18%, la pereți până la 3m înălțime, iar restul pereților și plafonului cu tablă perforată [77].

Atenuarea zgomotului se poate obține și prin utilizarea carcaselor și a ecranelor fonoizolante și fonoabsorbante. Acestea trebuie amplasate în așa fel încât să nu stingherească activitatea muncitorului în timpul procesului de producție, la cele două extremități ale războaielor.

Mașinile de țesut se pot monta pe reazeme vibroizolante, fapt ce contribuie la reducerea nivelului de vibrații și zgomot, asigură o mai mare precizie în funcționarea acestora și simplifică operația de reamplasare a lor în cazul modificării procesului tehnologic de fabricație.

De asemenea o reducere a nivelului de zgomot și vibrații se poate realiza prin asigurarea unei funcționări și întrețineri corespunzătoare a războaielor de țesut.

Protecția individuală a muncitorilor se poate face folosind dopuri antifonice sau căști de protecție care reduc zgomotul cu cea 8 - 12 dB.

9.4. Efectuarea măsurărilor

Măsurările nivelului de zgomot au fost efectuate în țesătoriile: "Industria Lânii" având în funcțiune 182 războaie de țesut neconvenționale (C.T.B.), "Ar-tex" utilată cu 95 războaie de țesut S.M.J., "Garofița" utilată cu 84 războaie de țesut și la Stația pilot a Liceului de Industrie Ușoară din Timișoara.

Acestea au fost efectuate conform STAS 7150-77 folosind amplificatorul de măsură R.F.T. 00017 și înregistratorul statistic RC 324. Zgomotul a fost măsurat în locul pe care îl ocupă muncitorul în timpul lucrului în preajma războiului de țesut microfonul fiind montat la o distanță de 1.5 m de la sol

Valorile nivelului acustic echivalent obținute sunt date în tabelul 9.2.

Tabelul 9.2

Țesătoria	Ind. Lânii	Ar-tex	Garofița	Stația pilot
$L_{ech} \text{ dB(A)}$	109,3	99	96,6	98,5

Valorile nivelului de zgomot corespunzătoare diferitelor benzi de frecvență sunt reprezentate în fig.9.2, unde cu 1 s-a notat curba Cz 85, cu 2 curba corespunzătoare nivelului de zgomot la țesătoria "Industria Lânii" și cu 3 curba corespunzătoare valorilor măsurate la țesătoria "Ar-tex". În fig. 9.3 sunt reprezentate valorile nivelului acustic echivalent pe intervale de timp existent la țesătoria Garofița iar în fig. 9.4 la Stația pilot a Liceului de Industrie Ușoară Timișoara.

Urmărind valorile obținute se observă că în toate locurile, unde s-au făcut măsurări, nivelul de zgomot admis este depășit.

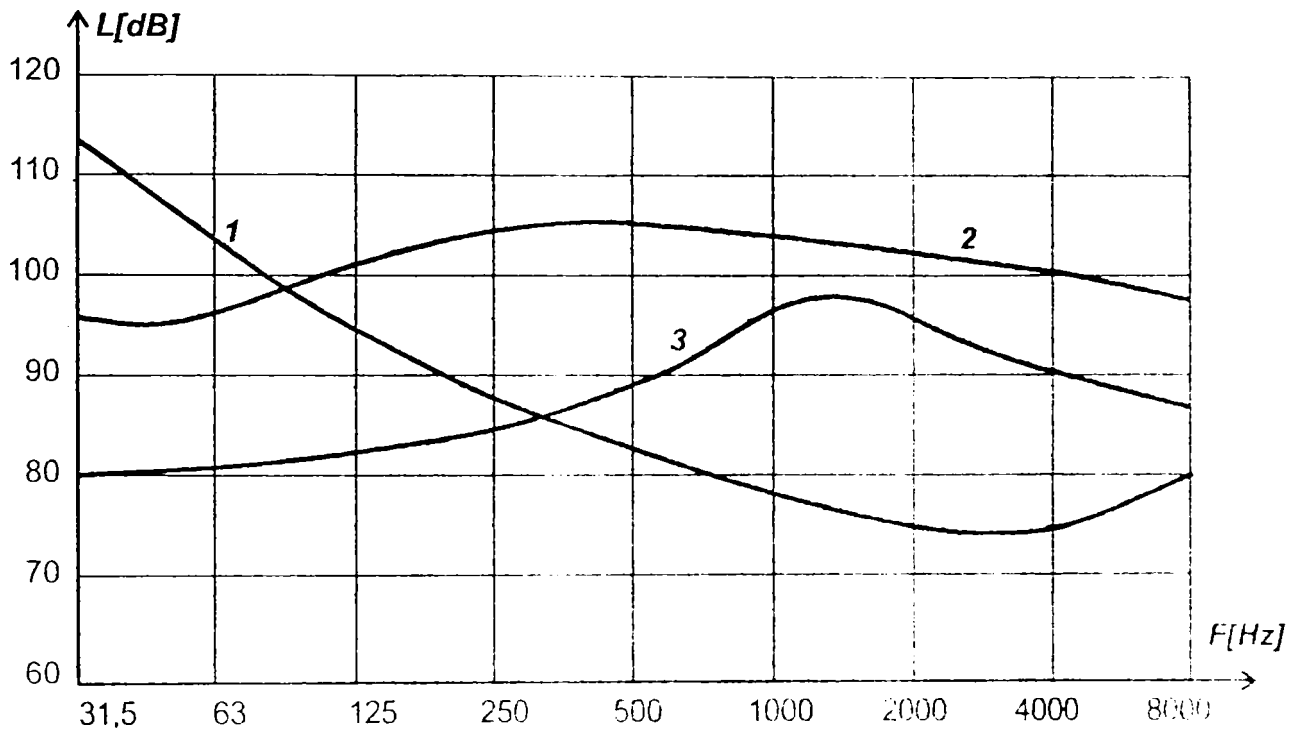


Fig. 9.2

Măsurări efectuate la țesătoria GAROITȚA

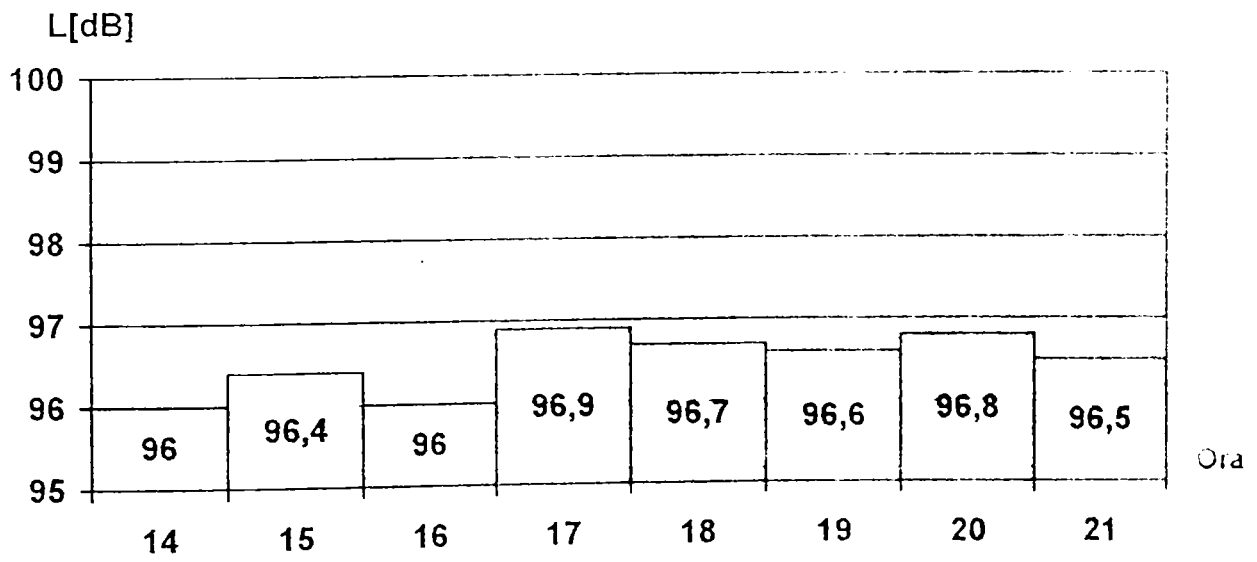


Fig 9.3

Măsurări efectuate la stația pilot a
Liceului de INDUSTRIE UȘOARĂ Timișoara

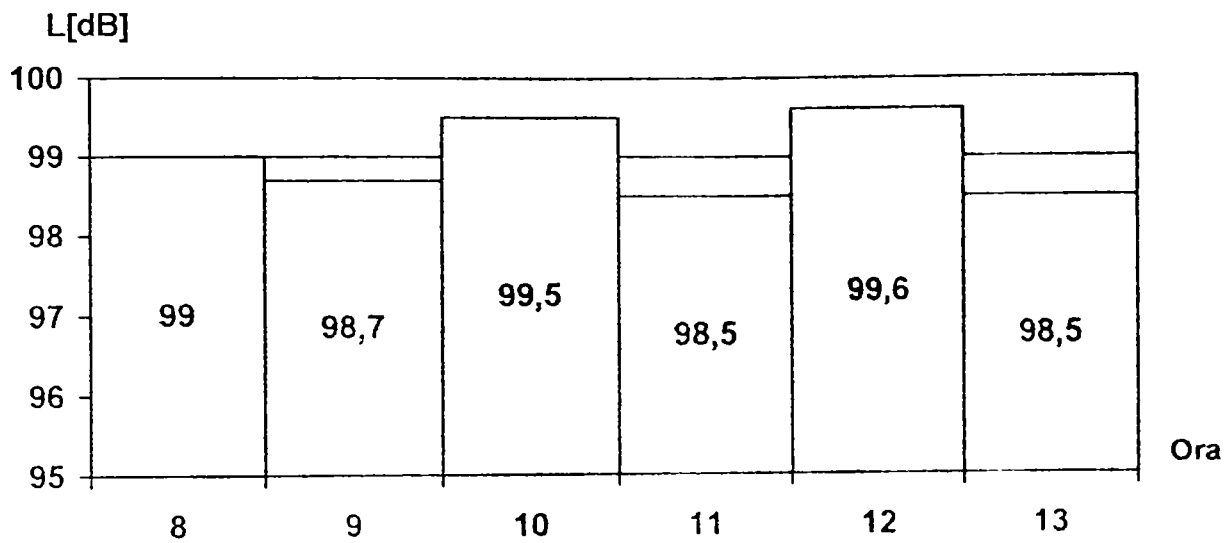


Fig. 9.4

- La S.C. "Pasmatex" S.A. Timișoara s-a realizat o retechnologizare cu mașini de țesut neconvenționale cu ace "Jacob Müller", de mare productivitate

Pentru a compara efectele noii dotări privind nivelul de zgomot s-au efectuat măsurări în trei hale de producție cu dotări diferite:

- hala 1 utilată cu mașini de țesut clasice (cu suveică),
- hala 2 utilată cu mașini de țesut neconvenționale cu ace "Imatex P4 40";
- hala 3 utilată cu mașini de țesut neconvenționale cu ace "Jacob Müller".

Măsurile au fost efectuate de asemenea conform STAS 7150-77 folosind amplificatorul de măsură R.F.T. 00017. Valorile nivelului acustic echivalent obținute sunt date în tabelul 9.3.

Urmărind valorile măsurărilor efectuate se observă că în halele 1 și 2 nivelul depășește nivelul admis.

Tabelul 9.3

Hala	1	2	3
L_{ech} dB(A)	100,64	94,6	86,9

Pentru a pune în evidență influența dimensiunilor încăperii asupra zgomotului, pentru sala 2 s - au calculat frecvențele proprii, f , ale încăperii cu relația (9.10).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (9.10)$$

și numărul modurilor de vibrații, N , ale căror frecvențe sunt inferioare unei frecvențe date f , cu relația (9.11)

$$N = \frac{4\pi V}{3c^3} f^3 + \frac{\pi S}{4c^2} f^2 + \frac{L}{8c} f. \quad (9.11)$$

În aceste relații:

n_x, n_y, n_z , sunt numere întregi; l_x, l_y, l_z sunt dimensiunile încăperii; L, S și V sunt respectiv perimetrul, suprafața și volumul încăperii și $c=340$ m/s este viteza sunetului în aer.

Pentru $l_x = 25$ m, $l_y = 25$ m, $l_z = 5,5$ m s-a calculat N , f luând pe rând valorile 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 3000 Hz, 4000 Hz, 5000 Hz, 6000 Hz, 7000 Hz, 8000 Hz., 9000 Hz. Rezultatele obținute sunt centralizate în tabelul 9.4.

Tabelul 9.4

f	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	3000 Hz	4000 Hz
N	48816	$0,37 \times 10^6$	$2,97 \times 10^6$	$9,9 \times 10^6$	$23,6 \times 10^6$
f	5000 Hz	6000 Hz	7000 Hz	8000 Hz	9000 Hz
N	46×10^6	$79,5 \times 10^6$	126×10^6	180×10^6	$267,9 \times 10^6$

Concluzii

Din măsurătorile efectuate s-a constatat că în toate întreprinderile în care se face tăiere de țesătorie zgomotele depășeau limitele legale impuse.

La mașinile clasice zgomotul mai intens este la caseta de primire a suveicii și este dependent de articolul prelucrat (ordinea de lansare a suveicilor, raport de culoare, etc.). Pentru uniformizarea intensității zgomotului se recomandă la proiectarea articolului ca ordinea de lansare a suveicilor să se facă, pe cât posibil, alternativă.

Zgomotul depinde în mare măsură de starea de întreținere a utilajelor și de calitatea reglajelor mecanismelor.

Știind că efectele zgomotului nu sunt conștientizate imediat de indivizi, ele având un efect cumulativ în timp, se impun luarea de măsuri suplimentare pentru îmbunătățirea situației constatate.

O măsură de re tehnologizare a fost aplicată la S.C. Pasmantex și anume introducerea unor utilaje noi și performante.

Această acțiune a demonstrat însă, că înlocuirea echipamentelor vechi cu altele, de cea mai înaltă tehnologie poate reduce, dar nu elimină în totalitate aceste noxe.

De asemenea, s-a constatat că re tehnologizarea numai prin utilizarea de mașini cu turații mai mari poate să introducă alte noxe (vibrații), a căror studiere este necesară.

În acest caz, o propunere, în vederea reducerii acestor vibrații și zgomotului, ar fi studierea compartimentării halelor și antifonarea în funcție de zona de deservire.

În ultima perioadă, când s-au înființat firme noi, în clădiri de multe ori care nu au fost proiectate pentru activități textile, se impune la acordare avizelor de funcționare, o verificare din punctul de vedere al respectării nivelului impus prin lege a zgomotului în aceste amplasamente.

CONCLUZII FINALE

Lucrarea a fost efectuată pe o perioadă îndelungată de timp, în care o parte din elementele luate în considerare la început, la noi în țară, au fost modificate drastic ca urmare a modificărilor condițiilor economice care au dus la restructurările industriei textile.

Concepută inițial ca o analiză a dialogului între condițiile tehnologice impuse de cerințele piețelor, modă, modificarea materiilor prime și modificările utilajelor ca răspuns la acestea, treptat lucrarea și-a modificat obiectivul adaptându-se la noile cerințe, lăsând în continuare domenii largi de explorare științifică.

În cadrul tezei sunt tratate atât aspecte teoretice cât și de ordin practic (măsurători de vibrații). Acolo unde nu s-au putut face măsurători, partea teoretică s-a bazat pe analize virtuale, prin simulatoare realizate tot în cadrul tezei.

Lucrarea este structurată pe capitole astfel:

În această lucrare, în capitolul 1 se pune în evidență importanța mașinii de țesut în realizarea țesăturii crude. Dacă până în prezent, în România, țesătorii funcționau ca unități independente sau integrate filaturilor, în ultimul timp sunt apăsate unei presiuni economice pentru restructurarea și re tehnologizarea unităților, ducând până la încetarea activității, datorită concurenței internaționale și se impune o nouă viziune în funcționarea acestor unități.

Cu toate că țeserea are o productivitate redusă în comparație cu altele tehnologice, apărute în ultima sută de ani, datorită cerințelor industriilor de confecții, de modă, ale altor domenii de utilizare și ținându-se seama de parcursul unei mașini de țesut clasice existent (60-70 % din totalul mondial al mașinilor de țesut), se consideră că acestea nu pot fi înlocuite în viitorul apropiat, previzibil.

În capitolul 2, se prezintă un scurt istoric al evoluției mașinii de țesut, pentru că s-a considerat logic că o parte din problemele tehnologice s-au rezolvat în timp, prin soluții constructive empirice, aplicate diverselor elemente ale mecanismelor, verificate prin practică, la care s-au adăugat mai recent, noile realizări ale industriei constructoare de mașinii, ce au permis creșterea continuă a performanțelor acestor utilaje.

La ora actuală însă, ca urmare a globalizării piețelor și a influenței economice a țărilor cu salarii reduse, a început să se solicite de la utilaje, în plus față de productivitate și polivalență (acoperirea unei game sortimentale cât mai mari de țesături) și unele aspecte ecologice. Unul dintre acestea este reducerea nivelurilor de

zgomote și vibrații ale mașinilor de țesut și încadrarea funcționării țesătoriilor în normele de protecția muncii existente în diverse țări.

În capitolul 3 s-au prezentat principalele surse de vibrații și zgomote de la mașina de țesut și unele din efectele lor nocive.

Procesul de țesere, prin modul și condițiile de desfășurare face ca zgomotul să nu poată fi eliminat în tehnologiile actuale. Datorită faptului că pentru a se putea țese, ansamblul urzeală-țesătură trebuie tensionat într-un domeniu destul de ridicat chiar dacă limitat, firele vâscoelastice de urzeală și țesătura se comportă, din cauza frecărilor și percuțiilor ca niște corzi vibrante, respectiv ca o membrană și transmit o parte din energie în mediul înconjurător sub formă de zgomote, afectând operatorii.

La acest fenomen participă în mod deosebit mecanismul de formare a rostului, mecanismul de lansare și mecanismul vătălă.

În continuare lucrarea se ocupă de studiul *mecanismului vătălă*. Acesta este unul din mecanismele fundamentale al mașinilor de țesut. Principalul său rol este de a realiza îndesarea bătăturii din care cauză este una din sursele importante de vibrații și zgomote.

Din analiza funcționării mașinii se constată că mecanismul vătălă joacă un rol determinant în realizarea țesăturii și impune deci un studiu cinematic și dinamic mai aprofundat.

Din acest motiv, în capitolul 4, studiul cinematic al mecanismului vătălă s-a făcut pe un model al unui mecanism manivelă - piston de tip axial și neaxial. Pentru modelul mecanismului neaxial s-a dezvoltat în cadrul lucrării o teorie care stabilește natura dezaxialității în funcție de unghiurile pe care le formează piciorul vătălei în poziția extremă din față, din spate și punctele fixe ale mecanismului. Acest model este util în reprezentarea vătălei reale, deoarece simplificările introduse prin alegerea modelului conduc la abateri nesemnificative.

În capitolul 5 la studiul cinematic al vătălei, modelat ca un mecanism cu bare articulate pentru determinarea distribuției de viteze și accelerații s-a optat pentru o metodă grafo-analitică, construindu-se planul vitezelor și accelerațiilor prin intermediul unor programe de proiectare asistată de calculator CADdy V8.00 și CADdy V9.00, care permit reprezentarea vectorilor cu o mai mare precizie.

În capitolul 6 s-a studiat din punct de vedere cinematic modelul particular al acționării vătălei cu excentric. Ținând seama de extinderea folosirii camelor pentru acționarea vătălei s-a stabilit profilul optim al modelului vătălei acționată de camă în funcție de condițiile de realizare a mișcărilor continue, de eliminare a șocurilor și vibrațiilor.

Modelarea virtuală a stării cinematice a funcționării mecanismului vătălă s-a realizat în cadrul tezei printr-un program de simulare pe calculator denumit VĂTALĂ 1.1. Acesta a fost scris în Visual Basic 4.0. Prezentarea acestuia se face în capitolul 7. Programul vizualizează mișcarea mecanismului, calculează și reprezintă dinamic în timp real orientările și mărimile vitezelor și accelerațiilor. Simulatorul servește în studiul mecanismului și de asemenea are un rol didactic deosebit. Codul sursă al simulatorului este redat în Anexă.

În capitolul 8 se studiază dinamica mecanismului vătălă calculându-se valorile tursorului forțelor de inerție, utilizându-se un program tabelar Microsoft Excel '97.

Pentru modelul adoptat se determină centrul de percuție al vătălei ce permite eliminarea reacțiunilor din articulațiile vătălei datorită efectului ciocnirilor la îndesarea firului de bătătură în gura țesăturii.

În capitolul 9 sunt prezentate rezultatele măsurărilor de zgomote în diferite întreprinderi din Timișoara și se fac propuneri pentru îmbunătățirea situației constatate. Problema zgomotelor este mai complexă pentru că, în plus față de funcționarea, reglarea și întreținerea utilajului, sunt implicate aspecte legate de acustica spațiilor închise.

Ținând seama de complexitatea arătată a mașinilor de țesut studiul trebuie extins și asupra altor mecanisme stabilindu-se modele mai exacte în vederea utilizării mai eficiente a utilajelor existente și a realizării unor utilaje mai performante.

CONTRIBUȚII PERSONALE

Din cadrul lucrării subliniem următoarele contribuții personale:

- Elaborarea **teoriei de stabilire a naturii dezaxialității** în funcție de unghiurile pe care le formează piciorul vătălei în poziția extremă din față, din spate și punctele fixe ale mecanismului.
- Realizarea cu metode grafice a studiului cinematic al mecanismului vătălă (prin proiectare asistată de calculator pachetul de programe CADdy V8.00 și CADdy V9.00).
- Dezvoltarea simulatorului VĂTALĂ 1.1 pentru modelarea virtuală a cinematicii mecanismului vătălă.
- **Calculul tursorului forțelor de inerție**, utilizând programul tabelar Microsoft Excel'97.
- **Măsurători ale nivelului de zgomot** în diverse unități economice de profil cu analiză și propuneri de ameliorare.
- **Poziționarea centrului de percuție** pentru eliminarea șocului dintre vătălă și material

BIBLIOGRAFIE

- [1] ANTONIU, GH., *Structura și tehnologia materialelor pentru tricotaje și confecții* partea I, Universitatea tehnică "Gh Asachi", Iași 1996.
- [2] ARNOULD, G., "The pains of reciprocity en route to free trade". in: *Its Textile Leader* nr. 1, 1997.
- [3] ARTOBOLOVSKI, I. I., *TEORIA mecanismelor și a mașinilor*, Ed. Tehnică, București, 1955.
- [4] BĂDĂRĂU, E., GRUMĂZESCU, M., *Bazele acusticii moderne*, Editura Academiei R.P.R., București, 1961
- [5] BRATU, P., *Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilaje de construcții*, INCERC, București, 1982.
- [6] BRÎNDEU, L., BACRIA, V., DEMBINSCHI, D., *Criteriu de apreciere a nivelului de zgomot și vibrații în industria ușoară*, Simpozionul Național de roboți industriali, ed XII, Timișoara 1994, vol 5.(p 197-204)
- [7] BRÎNDEU, L., BACRIA, V., DEMBINSCHI, D., *Unele considerații privind nivelul vibrațiilor și zgomot în țesătorii* - A VII-a Conferință Internațională de Inginerie Managerială și Tehnologică "Tehno '95", Timișoara, (p. 17-22)
- [8] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., "Study of action of percussion on the slay from the weaving machine", în *Buletinul Științific și Tehnic al Universității "Politehnica" din Timișoara*, Tom 41(55), Mecanica, 1996
- [9] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Analiza cinematică a mecanismului axial de antrenare al vâtalei*, Simpozionul Național de roboți industriali, ed XII, Timișoara, 1994, vol 5, (p 215-222)
- [10] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., BREBENAR, R., *Utilizarea tehnicii de calcul în studiul funcționării mecanismului vâtalei de la mașina de țesut*, Conferința Națională DINAMICA MAȘINILOR CDM 97, Brașov
- [11] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Cinematica antrenării vâtalei cu bielă scurtă*, Analele Universitare, Oradea, 1994
- [12] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Cinematica antrenării vâtalei*, Lucrările Sesiunii Științifice ale Universității "Aurel Vlaicu", Arad, 1994
- [13] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Cinematica mecanismului de antrenare cu dublă lovitură*, Simpozionul Național de roboți industriali, ed XII, Timișoara, 1994, vol. 5, (p. 187-196).
- [14] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Comanda prin came cu renură la mecanismele textile*, Sesiunea de comunicări științifice a Academiei Române, Comisia acustică, București, 1955, (p. 193-200)
- [15] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Elemente de mecanica mașinilor. Aplicații în domeniul textil. Cinematica*, Culegere de probleme, Litografia U.P.T., 1995
- [16] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Kinematical Analysis of the circular eccentric came*

- driving gear of the slay*, Buletinul Științific și Tehnic al UTT, tom 40 (54), Mecanică, 1955, (p. 21-29).
- [17] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Poziția centrului de percuzie al vătalei la mașina de țesut*, Analele Universității Oradea, 1997.
- [18] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Studiul mecanismului neaxial de antrenare al vătalei*, Conferința Națională Dinamica mașinilor CDM 94, Brașov, vol. I, (p. 73-79).
- [19] BRÎNDEU, L., DEMBINSCHI, D., *Study of action of percussioin of the slay from the weaving machine*, Buletinul Științific al Universității POLITEHNICA Timișoara, tom. 41 (55), fasc. I, Seria Mecanică, 1996, (p. 9-14).
- [20] BRÎNDEU, L., *Mecanica. Cinematică*, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1984.
- [21] BRÎNDEU, L., *Mecanica. Dinamica*, Institutul Politehnic Timișoara, 1975
- [22] BURA, M., ACATINCĂI, S., PĂDEANU, I., *Viermii de mătase, Biologie și creștere*, Editura HELICON, 1995.
- [23] BUZDUGAN, GH., FETCU, L., RADEȘ, M., *Vibrații Mecanice. Ed. a II-a*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982
- [24] BUZDUGAN, GH., *Măsurarea vibrațiilor mecanice*, Editura Tehnică, București, 1964.
- [26] CALDWELL, D., *Technology science and history*, Fontana Press, Londra, 1994.
- [25] CĂLIN, I., IACOBEANU, E., *Calculul în țesătorie*, Editura tehnică, București.
- [27] CASSASOVICI, C., MUREȘIANU, T., *Compozita și Decompozita Țesăturilor*, Partea I, Editura școlii superioare de textile, 1936
- [28] CHEDE, G.V., *De la preistorie la istorie*, Editura științifică, București, 1967
- [29] CHINCUI, D., *Geometria structurii țesăturilor - aplicații*, Editura BII, Iași, 1996
- [30] CIOCOIU, M., *Mașini de țesut*, vol. I, Editura TE AM, Iași, 1997
- [31] CORBMAN, P. B., *Textiles: Fiber to fabric. Sixth Edition*, McGraw Hill, Inc., 1983.
- [32] DARABONI, A., VĂITEANU, D., *Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor*, Editura tehnică, București, 1978
- [33] DEMBINSCHI, D., TOHI-TAȘCĂU, M., *Îndrumător pentru laborator de tehnologia tricotelor*, Universitatea Tehnică din Timișoara, 1995
- [34] DRĂGOI, L., *Proiectarea utilajelor textile - Utilaje din țesătorie*, Ed. Dosoftei, Iași, 1995.
- [35] DUDIĂ, FL., DIACONESCU, D., *Geometria Mecanisme articulate Inventica.Cinematica*, Editura tehnică, București, 1989
- [36] FEYNMAN, R., P., *Fizica modernă. Mecanică, Radiația, Căldura*, Editura Tehnică, București, 1969.
- [37] GAFFTEANU, M., CREȚU, SP., DRĂGAN, B., *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*, Editura Tehnică, București, 1989.
- [38] GAFFTEANU, M., FOCȘA, V., MERTICARU, V., BIBOROSI, L., *Vibrații și zgomote*, Editura Junimea, Iași, 1980.
- [39] GIMPEL, J., *Revoluția industrială în evul mediu*, Editura Meridiane, București, 1983
- [40] GORDEEV, V. A., VOLCOV, P. V., *Țesătorie*, Institutul de Documentare Tehnică București, 1958.
- [41] GREENWOOD, K., *Tendințe de dezvoltare în domeniul țeserii*, Textile Month, iul 1986.
- [42] GROȘANU, I., BRÂNDEU, L., *Vibrații mecanice*, Institutul Politehnic Timișoara, 1986
- [43] GRUMĂZESCU, M., STAN, A., WEGENER, B., MARINESCU, V., *Combaterea zgomotului și vibrațiilor*, Editura Tehnică, București, 1964
- [44] HAMBURGER, L., BUZDUGAN, GH., *Teoria vibrațiilor și aplicarea ei în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1958.

- [45] HARRIS, C., M., CREDE, CH., E., *Șocuri și vibrații*, Vol. I, Editura Tehnică, București, 1968.
- [46] IONESCU-MUSCEL, I., *Fibrele textile la sfârșit de mileniu*, Editura tehnică, București, 1990.
- [47] IONESCU-MUSCEL, I., *Tratat de țesătorie*, Ed. "Tehnica Textilelor", București, 1948.
- [48] LESOURNE, J., *Vérités et mensonges sur le chômage*. Éditions Odile Jacob. Paris 1995.
- [49] LIPS, I., *Obârșia Lucrurilor*, Editura științifică, 1964, (p.176-182).
- [50] LIUȚE, D., *Procese și mașini pentru prelucrarea firelor*, Editura tehnică, București 1990.
- [51] MACOVEI, M., *Îndrumătorul maestrului țesător*, Editura tehnică, București, 1966.
- [52] MALĂȘEV, A. P., SMIRNOV, A. I., VOROBIEV, P. A., *Bazele proiectării războaielor de țesut*, Editura Tehnico-Științifică de Stat a Industriei Textile Ușoare și Poligrafice, Moscova-Leningrad, 1946.
- [53] MĂLCOMETE, O., *Fibre textile*, Universitatea tehnică "Gh. Asachi" Ito, Iași 1994
- [54] MANGERON, D., IRIMICIUC, N., *Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, vol. III, Mecanica vibrațiilor sistemelor rigide*, Editura Tehnică, București, 1981. MS
- [55] MANOLESCU, N. I., POPOVICI M. M., *Cinematica, cinetostatica și dinamica mecanismelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981
- [56] MANOLESCU, N., KOVACS, FR., ORĂNESCU, A., *Teoria mecanismelor și a mașinilor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1972
- [57] MARCHIȘ, A., MACOVEI, M., MUREȘAN, I., *Structura și proiectarea țesăturilor*, Editura tehnică, București, 1964
- [58] MARCHIȘ, O., CIOARĂ, I., *Procese și mașini de țesut fire filamentare și metode speciale*, (Îndrumar de laborator), Institutul politehnic Iași, 1986
- [59] MARCHIȘ, O., LIUȚE, D., JUNCU, GH., *Bazele tehnologiei țesăturilor*, (Lucrare de laborator), Institutul Politehnic Iași, 1979
- [60] MERTICARU, V., *Dinamica mașinilor*, Editura Tehnică, București, 1990
- [61] MERTICARU, V., *Probleme dinamice ale funcționării mecanismelor*, Ed. Junimea, Iași 1991.
- [62] MORAN, S., *Istoricul războiului de țesut*, Editura TEHNICĂ, București, 1955
- [63] MUSTAȚĂ, M., *Înul, materie primă valoroasă pentru filaturi* - Tiparul Rota S R I Iași, 1993.
- [64] NICULESCU, N., IANCOVICI, S., FERENC, I., *Mașini de țesut automate*, M.T.U., București, 1978
- [65] PAȘCAN, C., *Lina, materie primă milenară*, Editura tehnică, București, 1982
- [66] PERJU, D., *Mecanisme de mecanică fină*, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1990.
- [67] POPOVICI M.-M., STAIU, Ș., *Mecanica tehnică pentru muncitori. Cinematica și aplicațiile ei*, vol. II, Editura tehnică, București, 1982
- [68] PREDĂ, C., *Structuri și tehnologii de obtinere a materialelor textile neconventionale*, Editura, BIT, Iași, 1997.
- [69] RADEȘ, M., *Identificarea sistemelor mecanice*, Editura Academiei, București, 1979
- [70] RĂDOI, M., DECIU, E., *Mecanica*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977
- [71] REICHER, F., DRĂGOI, L., *Elemente de proiectare a mașinilor din țesătorie*, Institutul Politehnic Iași, 1985.
- [72] SAVEL, IF., *Mătasea naturală*, Editura Ceres, București, 1998
- [73] SILAȘ, GH., BRÎNDEU, L., KLEPP, H., *Percuții aplicate corpului rigid liber*, Buletinul Științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara (serie nouă) Tom 9(23), fasc.2, 1964.

- [74] SILAȘ, GH., BRÎNDEU, L., *Sisteme vibropercutante*, Editura Tehnică, 1986.
- [75] SILAȘ, GH., *Mecanică. Vibrații mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.
- [76] SILAȘ, GH., RĂDOI, M., BRÎNDEU, L., GROȘANU, I., *Pozițiile centrului de percuție a unei plăci plane*, Buletinul Științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara (serie nouă), Tom 4(18), 1959.
- [77] STAN, A., CALOTESCU, A., NEAGU, I., "Eficiența acustică a plafoanelor fonoabsorbante din Industria Textilă" în: *Industria Ușoară -Textile, Tricotaje . Confecții textile, nr. 36, 1985, A nul 36, nr. 11, 1985.*
- [78] ȘTEFĂNESCU, I., C., MARCHIȘ, A., MARCHIȘ, O., LIUȚE, D., *Proiectarea țesătoriilor*, Editura Tehnică, București.
- [79] ȘTEFĂNESCU, I., *Preparația în țesătorii*, Editura Tehnică, București, 1986.
- [80] ȘTEFĂNUȚĂ, I., *Tehnologia țesăturilor*, Editura Universității "Lucian Blaga", Sibiu, 1997.
- [81] STOENESCU, AL., SILAȘ, GH., *Curs de mecanică teoretică*, Editura Tehnică București, 1957.
- [82] STROLZ, H., "Globalisation a challenge we all have to address ", în: *Textile Leader*, nr. 13, 1993.
- [83] SUZUKI, H., "Factory Automation: a Japanese Perspective", în: *International Textile Manufacturing, vol. 12, 1989.*
- [84] TOIH-TAȘCĂU, M., DEMBINSCHI, D., *Vibrațiile de torsiune ale mecanismului vâtală de la mașina de țesut Sulzer*, Conferința de vibrații mecanice, Ediția VII-a, Timișoara, 1993
- [85] ȚURCANU, P., *Medicina Muncii*, Lito I. M. Timișoara, 1978
- [86] UDREA, M., CRISTESCU, GH., *Confortul în întreprinderile industriei textile*, Centrul de Documentare și Publicații al Ministerului Industriei Ușoare, București, 1972
- [87] URSONIU, C., *Poluarea sonoră și consecințele ei*, Editura Facla, Timișoara, 1976
- [88] VOINEA, R., VOICULESCU, D., SMION, F., P., *Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie*, Editura Academiei Române, București, 1989
- [89] WEHRAUCH, O., *Îndrumătorul țesătorului de lână*, Editura tehnică, București, 1969
- [90] ZAMFIR, M., LIEVA VAN LANGEN HOVE, IR., KIEKENS, P., *Textile tehnice din materiale nețesute interțesute*, Editura Cermi, Iași, 1998
- [91] ZISCHKA, A., *Bumbacul mare putere mondială*, Editura SCRISUL ROMÂNESC Craiova-București
- [92] * * * *Textilni a odevni strojni i*. Visoka skola strojni a textilni v Liberci, Librec, 1991.
- [93] * * * *Manualul inginerului textilist*, Editura Tehnică, București, 1959
- [94] * * * *Normativul Republican de Protecția muncii. Norme de medicina muncii în Monitorul oficial al României, Partea I, Nr. 60 Bis*
- [95] * * * *Technical assessment of upper limits on noise in the Workplace*, in *Noise News International*, decembrie 1994, p. 227

Au mai fost consultate:

1. Colecția REVISTEI "Dialog Textil" pe anii 1996-1999
2. Colecția REVISTEI "Industria Ușoară" pe anii 1984-1992.
3. Prospecte de la firmele
 - JAKOB MÜLLER; PICANOL; SULZER-RÜTI; NUOVO PIGNONE; SOMET
 - BONAS; SAURER; VAMATEX; IMATEX.

ANEXĂ

Fișierul BAZA.BAS

Attribute VB_Name = "Baza"

Option Explicit

Public Lab As Double, Lbc As Double, Lcd As Double

Public xa As Double, xb As Double, xc As Double

Public xd As Double, ya As Double, yc As Double

Public yd As Double, ye As Double

Public Uab As Double, Ubc As Double, Ucd As Double

Public alfa As Double, beta As Double, gamma As Double

Public XXI As Double, XXII As Double, XXIII As Double, YII

As Double

Public xCng As Integer, xCrd As Integer, xCrd2 As Integer, xCrd3 As Integer,

Scris As Integer

Public I As Long

Public Pas As Integer

Public scl As Single

' VITEZE

Public VPolx As Integer, VPoly As Integer

Public scv As Single

Public Vab As Double, Vbc As Double, Vcd As Double, UVab

As Double, UVbc As Double, UVcd As Double

Public xv1 As Double, xv2 As Double, xv3 As Double, yv1 As

Double, yv2 As Double, yv3 As Double

' ACCELERATII

Public APolx As Integer, APoly As Integer

Public sca As Single

Public xa0 As Double, ya0 As Double, xa1 As Double, ya1 As

Double, xa2 As Double, ya2 As Double, xa3 As Double, ya3

As Double, xa4 As Double, ya4 As Double

Public LAab As Double, LAbc As Double, LAcd As Double

Public UAab As Double, UAbc As Double, UAcD As Double

Const PI = 3.14159

Private Declare Sub Sleep Lib "kernel32" (ByVal dwMilliseconds As Long)

```
Public Sub CalcVit()  
Vab = omg * Lab / scv  
UVab = Uab + PI / 2  
xv1 = 0  
yv1 = 0  
xv2 = xv1 + Vab * Cos(UVab)  
yv2 = yv1 + Vab * Sin(UVab)  
UVbc = Ubc + PI / 2  
UVcd = Ucd + PI / 2  
Call Form1.Int_dr(xv1, yv1, UVbc, xv2, yv2, UVcd)  
xv3 = XX1  
yv3 = YY1  
Vbc = Sqr((xv3 - xv2) ^ 2 + (yv3 - yv2) ^ 2)  
Vcd = Sqr((xv1 - xv3) ^ 2 + (yv1 - yv3) ^ 2)  
End Sub
```

```
Public Sub DesVit()  
Form1.Line2(0).x1 = (VPolx + xv1)  
Form1.Line2(0).y1 = (VPoly + yv1)  
Form1.Line2(0).x2 = (VPolx + xv2)  
Form1.Line2(0).y2 = (VPoly + yv2)  
Form1.Line2(1).x1 = (VPolx + xv1)  
Form1.Line2(1).y1 = (VPoly + yv2)  
Form1.Line2(1).x2 = (VPolx + xv3)  
Form1.Line2(1).y2 = (VPoly + yv3)  
Form1.Line2(2).x1 = (VPolx + xv3)  
Form1.Line2(2).y1 = (VPoly + yv3)  
Form1.Line2(2).x2 = (VPolx + xv1)  
Form1.Line2(2).y2 = (VPoly + yv1)  
End Sub
```

```
Public Sub DesVit1()  
'Line2(0).x1 = (VPolx + xv1)  
'Line2(0).y1 = (VPoly + yv1)  
Form1.Line2(0).x2 = (VPolx + xv2)  
Form1.Line2(0).y2 = (VPoly + yv2)  
Form1.Line2(1).x1 = (VPolx + xv2)
```

```

Form1.Line2(1).y1 = (VPoly + yv2)
Form1.Line2(1).x2 = (VPolx + xv3)
Form1.Line2(1).y2 = (VPoly + yv3)
Form1.Line2(2).x1 = (VPolx + xv3)
Form1.Line2(2).y1 = (VPoly + yv3)
'Line2(2).x2 = (VPolx + xv1)
'Line2(2).y2 = (VPoly + yv1)
End Sub

```

```

Public Sub RotVit()
Dim ii As Integer
For ii = 0 To 720 Step Pas
alfal = ii
Call Form1.CalcGeo
Call Form1.Deseneaza1
Call CalcVit
Call DesVit1
Call Sleep(10)
Next ii

End Sub

```

Fișierul VATALA.FRM

```

VERSION 4.00
Begin VB.Form Form1
    AutoRedraw      = 1    'True
    Caption         = "Vatala"
    ClientHeight    = 8595
    ClientLeft      = 675
    ClientTop       = 330
    ClientWidth     = 10860
    Height          = 9000
    Left            = 615
    LinkTopic       = "Form1"
    ScaleHeight     = 8595
    ScaleWidth      = 10860
    Top             = -15
    Width           = 10980
    Begin VB.Frame Frame9
        Caption      = "Poligonul Acceleratiilor"
        BeginProperty Font
            name      = "MS Sans Serif"
            charset   = 238

```

```

weight          = 700
size           = 9.75
underline      = 0   'False
italic         = 0   'False
strikethrough  = 0   'False
EndProperty
Height         = 4530
Left          = 6300
TabIndex      = 41
Top           = 3990
Visible       = 0   'False
Width         = 4530
Begin VB.CheckBox Check1
    Caption     = "Activ"
    Height      = 225
    Index       = 1
    Left        = 30
    TabIndex    = 44
    TabStop     = 0   'False
    Top         = 4075
    Width       = 450
End
Begin VB.Line Line3
    BorderColor = &H00000000
    BorderWidth =
    Index       =
    X1          = 310
    X2          = 1470
    Y1          = 2310
    Y2          = 2940
End
Begin VB.Line Line3
    BorderColor = &H00000000
    Index       = 4
    X1          = 2205
    X2          = 1470
    Y1          = 3150
    Y2          = 2940
End
Begin VB.Line Line3
    BorderColor = &H000000FF
    Index       = 2
    X1          = 2205
    X2          = 2310
    Y1          = 3150
    Y2          = 2310
End

```

```

Begin VB.Line Line3
  BorderColor = &H00FF0000&
  Index = 3
  X1 = 1470
  X2 = 1155
  Y1 = 2940
  Y2 = 2100

```

End

```

Begin VB.Line Line3
  BorderColor = &H00FF8080&
  Index = 1
  X1 = 1470
  X2 = 1155
  Y1 = 1995
  Y2 = 2100

```

End

```

Begin VB.Line Line3
  Index = 0
  X1 = 2310
  X2 = 1470
  Y1 = 2310
  Y2 = 1995

```

End

```

Begin VB.Shape Shape1
  Height = 1
  Index = 6
  Left = 2310
  Shape = 3 'Circle'
  Top = 2310
  Width = 1

```

End

End

```

Begin VB.Frame Frame10
  Caption = "Afisare"
  BeginProperty Font
    name = "MS Sans Serif"
    charset = 238
    weight = 700
    size = 8.25
    underline = 0 'False'
    italic = 0 'False'
    strikethrough = 0 'False'
  EndProperty
  Height = 1020
  Left = 105
  TabIndex = 21
  Top = 5565

```

```

Width                = 1800
Begin VB.CommandButton Command8
  Caption             = "&Roteste"
  BeginProperty Font
    name               = "MS Sans Serif"
    charset            = 238
    weight             = 700
    size               = 8.25
    underline          = 0   'False
    italic             = 0   'False
    strikethrough      = 0   'False
  EndProperty
  Height              = 330
  Left                = 105
  TabIndex            = 45
  TabStop             = 0   'False
  Top                 = 630
  Width               = 1620

```

End

```

Begin VB.CommandButton Command9
  Caption             = "&Accel."
  BeginProperty Font
    name               = "MS Sans Serif"
    charset            = 238
    weight             = 700
    size               = 8.25
    underline          = 0   'False
    italic             = 0   'False
    strikethrough      = 0   'False
  EndProperty
  Height              = 330
  Left                = 945
  TabIndex            = 23
  TabStop             = 0   'False
  Top                 = 210
  Width               = 750

```

End

```

Begin VB.CommandButton Command3
  Caption             = "&Viteze"
  BeginProperty Font
    name               = "MS Sans Serif"
    charset            = 238
    weight             = 700
    size               = 8.25
    underline          = 0   'False
    italic             = 0   'False
    strikethrough      = 0   'False

```



```

    EndProperty
    Height      = 330
    Left        = 105
    TabIndex    = 22
    TabStop     = 0   'False
    Top         = 210
    Width       = 750
End
End
Begin VB.Frame Frame7
    Caption     = "Scări"
    BeginProperty Font
        name      = "MS Sans Serif"
        charset   = 238
        weight    = 700
        size      = 8.25
        underline = 0   'False
        italic    = 0   'False
        strikethrough = 0 'False
    EndProperty
    Height      = 1905
    Left        = 4935
    TabIndex    = 17
    Top         = 6615
    Width       = 1275
    Begin VB.TextBox Text1
        Height    = 330
        Index     = 3
        Left      = 540
        TabIndex  = 21
        TabStop   = 0   'False
        Text      = ""
        Top       = 795
        Width     = 645
    End
    Begin VB.TextBox Text1
        Height    = 330
        Index     = 2
        Left      = 540
        TabIndex  = 18
        TabStop   = 0   'False
        Text      = "10"
        Top       = 1425
        Width     = 645
    End
    Begin VB.Label Label6
        Caption   = "1"

```

```

BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0   'False
    italic         = 0   'False
    strikethrough  = 0   'False
EndProperty
Height           = 225
Left             = 945
TabIndex        = 28
Top              = 210
Width           = 285
End
Begin VB.Label Label2
Caption          = "Desen 1:"
BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0   'False
    italic         = 0   'False
    strikethrough  = 0   'False
EndProperty
Height          = 225
Index           = 5
Left            = 90
TabIndex        = 27
Top             = 210
Width           = 870
End
Begin VB.Label Label1
Caption          = "Ka"
BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0   'False
    italic         = 0   'False
    strikethrough  = 0   'False
EndProperty
Height          = 225
Index           = 3
Left            = 120

```

```

    TabIndex      = 26
    Top           = 840
    Width        = 435
End
Begin VB.Label Label2
    Caption      = "Accelerații"
    BeginProperty Font
        name      = "MS Sans Serif"
        charset   = 238
        weight    = 700
        size      = 8.25
        underline = 0      'False
        italic    = 0      'False
        strikethrough = 0  'False
    EndProperty
    Height       = 225
    Index        = 4
    Left         = 105
    TabIndex     = 24
    Top          = 575
    Width        = 106
End
Begin VB.Label Label1
    Caption      = "g:"
    BeginProperty Font
        name      = "MS Sans Serif"
        charset   = 238
        weight    = 700
        size      = 8.25
        underline = 0      'False
        italic    = 0      'False
        strikethrough = 0  'False
    EndProperty
    Height       = 225
    Index        = 2
    Left         = 105
    TabIndex     = 20
    Top          = 1470
    Width        = 435
End
Begin VB.Label Label2
    Caption      = "Viteze"
    BeginProperty Font
        name      = "MS Sans Serif"
        charset   = 238
        weight    = 700
        size      = 8.25

```

```

        underline      = 0   'False
        italic         = 0   'False
        strikethrough  = 0   'False
    EndProperty
    Height             = 225
    Index              = 3
    Left               = 120
    TabIndex           = 19
    Top                = 1215
    Width              = 1065
End
End
Begin VB.Frame Frame6
    Caption            = "Poligonul Vitezelor"
    BeginProperty Font
        name            = "MS Sans Serif"
        charset          = 238
        weight           = 700
        size             = 9.75
        underline        = 0   'False
        italic           = 0   'False
        strikethrough    = 0   'False
    EndProperty
    Height             = 40.5
    Left               = 3
    TabIndex           = 14
    Top                = 9
    Visible            = 0   'False
    Width              = 454.5
    Begin VB.CheckBox Check1
        Caption         = "Activ"
        Height          = 225
        Index           = 0
        Left            = 30
        TabIndex        = 43
        TabStop         = 0   'False
        Top             = 3750
        Width           = 750
    End
    Begin VB.Line Line2
        Index           = 0
        X1              = 525
        X2              = 1785
        Y1              = 2310
        Y2              = 2100
    End
    Begin VB.Line Line2

```

```

        BorderColor      =    &H00C00000&
        Index            =    1
        X1               =    525
        X2               =    630
        Y1               =    2310
        Y2               =    945
    End
Begin VB.Line Line2
    BorderColor      =    &H000000C0&
    BorderWidth     =    2
    Index           =    2
    X1              =    630
    X2              =    1785
    Y1              =    945
    Y2              =    2100
End
Begin VB.Shape Shapel
    Height          =    105
    Index           =
    Left            =    105
    Shape           =    'Circle
    Top             =    140
    Width           =
End
End
Begin VB.Frame Frame4
    Caption         =    "Distribuição Intrínseca"
    BeginProperty Font
        name         =    "MS Sans Serif"
        charset      =
        weight       =
        size         =    11
        underline    =
        italic       =    0
        strikethrough =    0
    EndProperty
    Height          =    1905
    Left            =    105
    TabIndex       =    9
    Top             =    6615
    Width          =    4740
Begin VB.Frame Frame1
    Caption         =    "Dist. AD"
    BeginProperty Font
        name         =    "MS Sans Serif"
        charset      =    038
        weight       =    700

```

```

        size           =      8.25
        underline      =      0      'False
        italic         =      0      'False
        strikethrough  =      0      'False
EndProperty
Height           =      1380
Left            =      105
TabIndex        =      37
Top             =      210
Width          =      1065
Begin VB.TextBox Text1
    Height        =      330
    Index         =      0
    Left         =      315
    TabIndex     =      0
    Text         =      "3000"
    Top          =      315
    Width        =      645
End
Begin VB.TextBox Text1
    Height        =      330
    Index         =      1
    Left         =      31
    TabIndex     =      0
    Text         =      "1"
    Top          =      31
    Width        =      645
End
Begin VB.Label Label1
    Caption       =      "?"
    BeginProperty Font
        name       =      "MS Sans Serif"
        charset    =      238
        weight     =      700
        size       =      8.25
        underline  =      0      'False
        italic     =      0      'False
        strikethrough =      0      'False
    EndProperty
    Height        =      225
    Index         =      0
    Left         =      105
    TabIndex     =      39
    Top          =      420
    Width        =      300
End
Begin VB.Label Label1

```

```

Caption          =    "Y"
BeginProperty Font
  name           =    "MS Sans Serif"
  charset        =    238
  weight         =    700
  size           =    8.25
  underline      =    0    'False
  italic         =    0    'False
  strikethrough  =    0    'False
EndProperty
Height          =    225
Index           =    1
Left            =    105
TabIndex        =    38
Top             =    780
Width           =    300
End
End
Begin VB.Frame Frame2
Caption          =    "Iungimi"
BeginProperty Font
  name           =    "MS Sans Serif"
  charset        =    238
  weight         =    700
  size           =    8.25
  underline      =    0    'False
  italic         =    0    'False
  strikethrough  =    0    'False
EndProperty
Height          =    1590
Left            =    1260
TabIndex        =    33
Top             =    210
Width           =    1170
Begin VB.TextBox Text2
  Height        =    330
  Index         =    1
  Left          =    420
  TabIndex      =    3
  Text          =    "2500"
  Top           =    735
  Width         =    645
End
Begin VB.TextBox Text2
  Height        =    330
  Index         =    2
  Left          =    420

```

```

    TabIndex      = 4
    Text          = "4000"
    Top           = 1155
    Width        = 645
End
Begin VB.TextBox Text2
    Height        = 330
    Index         = 0
    Left         = 420
    TabIndex     = 2
    Text         = "1000"
    Top          = 315
    Width        = 645
End
Begin VB.Label Label2
    Caption       = "AB"
    BeginProperty Font
        name       = "MS Sans Serif"
        charset    = 238
        weight     = 700
        size       = 8.25
        underline  = 0 'False
        italic     = 0 'False
        strikethrough = 0 'False
    EndProperty
    Height        = 330
    Index         = 1
    Left         = 105
    TabIndex     = 36
    Top          = 315
    Width        = 330
End
Begin VB.Label Label2
    Caption       = "BC"
    BeginProperty Font
        name       = "MS Sans Serif"
        charset    = 238
        weight     = 700
        size       = 8.25
        underline  = 0 'False
        italic     = 0 'False
        strikethrough = 0 'False
    EndProperty
    ForeColor     = &H00FF0000&
    Height        = 225
    Index         = 1
    Left         = 105

```



```

        TabIndex      = 35
        Top           = 735
        Width        = 330
    End
Begin VB.Label Label2
    Caption          = "CD"
    BeginProperty Font
        name          = "MS Sans Serif"
        charset       = 238
        weight        = 700
        size          = 8.25
        underline     = 0 'False
        italic        = 0 'False
        strikethrough = 0 'False
    EndProperty
    ForeColor       = &H000000C0&
    Height          = 225
    Index           = 2
    Left            = 105
    TabIndex        = 34
    Top             = 1155
    Width           = 330
End
End
Begin VB.Frame Frame3
    Caption          = "Unghiuri"
    BeginProperty Font
        name          = "MS Sans Serif"
        charset       = 238
        weight        = 700
        size          = 8.25
        underline     = 0 'False
        italic        = 0 'False
        strikethrough = 0 'False
    EndProperty
    Height          = 1065
    Left            = 2520
    TabIndex        = 30
    Top             = 210
    Width           = 1065
Begin VB.TextBox Text3
    Height          = 330
    Left            = 420
    TabIndex        = 5
    Text            = "10"
    Top             = 210
    Width           = 540

```

```

End
Begin VB.TextBox Text4
    Height           = 330
    Left             = 420
    TabIndex        = 6
    Text             = "10"
    Top              = 630
    Width           = 540
End
Begin VB.Label Label3
    Caption          = "a"
    BeginProperty Font
        name          = "Symbol"
        charset       = 2
        weight        = 700
        size          = 9.75
        underline     = 0    'False
        italic        = 0    'False
        strikethrough = 0    'False
    EndProperty
    Height           = 225
    Left             = 105
    TabIndex        = 32
    Top              = 210
    Width           = 330
End
Begin VB.Label Label7
    Caption          = "Pas"
    BeginProperty Font
        name          = "MS Sans Serif"
        charset       = 238
        weight        = 700
        size          = 8.25
        underline     = 0    'False
        italic        = 0    'False
        strikethrough = 0    'False
    EndProperty
    Height           = 330
    Left             = 60
    TabIndex        = 31
    Top              = 630
    Width           = 330
End
End
Begin VB.CommandButton Command1
    Caption          = "&Calculează"
    Default          = -1    'True

```

```

BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0    'False
    italic         = 0    'False
    strikethrough  = 0    'False
EndProperty
Height           = 435
Left            = 2520
TabIndex        = 8
Top             = 1365
Width           = 1185
End
Begin VB.CommandButton Command2
Caption          = "E&xit"
BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0    'False
    italic         = 0    'False
    strikethrough  = 0    'False
EndProperty
Height           = 435
Left            = 3780
TabIndex        = 29
TabStop         = 0    'False
Top             = 1365
Width           = 855
End
Begin VB.Frame Frame5
Caption          = "Viteza"
BeginProperty Font
    name           = "MS Sans Serif"
    charset        = 238
    weight         = 700
    size           = 8.25
    underline      = 0    'False
    italic         = 0    'False
    strikethrough  = 0    'False
EndProperty
Height           = 1065
Left            = 3675
TabIndex        = 14

```

```

Top                =    210
Width              =    960
Begin VB.TextBox Text5
    Height          =    330
    Left           =    315
    TabIndex       =    7
    Text           =    "10"
    Top            =    630
    Width          =    540
End
Begin VB.Label Label5
    Caption         =    "unghiul."
    BeginProperty Font
        name        =    "MS Sans Serif"
        charset     =    238
        weight      =    700
        size        =    8.25
        underline   =    0    'False
        italic      =    0    'False
        strikethrough =    0    'False
    EndProperty
    Height          =    225
    Left           =    105
    TabIndex       =    40
    Top            =    180
    Width          =    780
End
Begin VB.Label Label8
    Caption         =    "w"
    BeginProperty Font
        name        =    "Symbol"
        charset     =    2
        weight      =    700
        size        =    9.75
        underline   =    0    'False
        italic      =    0    'False
        strikethrough =    0    'False
    EndProperty
    Height          =    225
    Left           =    105
    TabIndex       =    15
    Top            =    630
    Width          =    225
End
End
Begin VB.Label Label9
    Caption         =    "Vatala"

```

```

BeginProperty Font
    name           = "Small Fonts"
    charset        = 238
    weight         = 400
    size           = 6
    underline      = 0    'False
    italic         = 0    'False
    strikethrough  = 0    'False
EndProperty
Height           = 150
Left             = 105
TabIndex        = 42
Top             = 1650
Width           = 960
End
End
Begin VB.Line Line4
    BorderColor   = &H00404040&
    BorderWidth   = 2
    Index         = 5
    X1            = 4515
    X2            = 4725
    Y1            = 4830
    Y2            = 4830
End
Begin VB.Line Line4
    BorderColor   = &H00404040&
    BorderWidth   = 2
    Index         = 4
    X1            = 4620
    X2            = 4725
    Y1            = 4620
    Y2            = 4830
End
Begin VB.Line Line4
    BorderColor   = &H00404040&
    BorderWidth   = 2
    Index         = 3
    X1            = 4620
    X2            = 4515
    Y1            = 4620
    Y2            = 4830
End
Begin VB.Line Line4
    BorderColor   = &H00404040&
    BorderWidth   = 2
    Index         = 2

```

```

X1           = 945
X2           = 1155
Y1           = 1260
Y2           = 1260
End
Begin VB.Line Line4
  BorderColor = &H00404040&
  BorderWidth = 2
  Index       = 1
  X1          = 1050
  X2          = 1155
  Y1          = 1050
  Y2          = 1260
End
Begin VB.Line Line4
  BorderColor = &H00404040&
  BorderWidth = 2
  Index       = 0
  X1          = 1050
  X2          = 945
  Y1          = 1050
  Y2          = 1260
End
Begin VB.Line Line1
  BorderColor = &H00000000&
  BorderWidth = 2
  Index       = 2
  X1          = 4695
  X2          = 4605
  Y1          = 1005
  Y2          = 4590
End
Begin VB.Line Line1
  BorderColor = &H00C00000&
  BorderWidth = 2
  Index       = 1
  X1          = 2100
  X2          = 4700
  Y1          = 1500
  Y2          = 1000
End
Begin VB.Shape Shape1
  BorderColor = &H00404040&
  BorderWidth = 2
  Height      = 100
  Index       = 3
  Left        = 4550

```

```

    Shape           = 3 'Circle
    Top             = 4550
    Width           = 100
End
Begin VB.Shape Shape1
    BorderWidth     = 2
    Height          = 100
    Index           = 2
    Left            = 4650
    Shape           = 3 'Circle
    Top             = 950
    Width           = 100
End
Begin VB.Shape Shape1
    BorderWidth     = 2
    Height          = 100
    Index           = 1
    Left            = 2050
    Shape           = 3 'Circle
    Top             = 1450
    Width           = 100
End
Begin VB.Line Line1
    BorderWidth     = 2
    Index           = 0
    X1              = 1050
    X2              = 2100
    Y1              = 1050
    Y2              = 1500
End
Begin VB.Shape Shape3
    BorderWidth     = 2
    Height          = 100
    Index           = 0
    Left            = 1000
    Shape           = 3 'Circle
    Top             = 1000
    Width           = 100
End
Begin VB.Label Label4
    Caption         = "A"
    Height          = 200
    Index           = 0
    Left            = 840
    TabIndex        = 10
    Top             = 735
    Width           = 200

```

```

End
Begin VB.Label Label4
    Caption           =    "B"
    Height            =    200
    Index             =    1
    Left              =    1995
    TabIndex          =    11
    Top               =    1155
    Width             =    200
End
Begin VB.Label Label4
    Caption           =    "C"
    Height            =    200
    Index             =    2
    Left              =    4830
    TabIndex          =    12
    Top               =    840
    Width             =    200
End
Begin VB.Label Label4
    Caption           =    "D"
    Height            =    200
    Index             =    3
    Left              =    47
    TabIndex          =    13
    Top               =    44
    Width             =    200
End
End
Attribute VB_Name = "Form1"
Attribute VB_Creatable = False
Attribute VB_Exposed = False
Option Explicit

Const PI = 3.14159

Private Declare Sub Sleep Lib "kernel32" (ByVal dwMilliseconds As Long)

Private Sub Command1_Click()
    Citeste
    CalcGeo
    Deseneaza
    CalcVit

```



```

DesVit
CalcAcc
DesAcc
Command3.Enabled = True
Command8.Enabled = True
Command9.Enabled = True
Command8.Default = True
End Sub

Private Sub Command2_Click()
End
End Sub

Private Sub Command3_Click()
If Frame6.Visible = True Then Frame6.Visible = False Else
Frame6.Visible = True
If Frame6.Visible = True Or Frame8.Visible = True Then
Form1.Width = 11000 Else Form1.Width = 6600
End Sub

Private Sub Command4_Click()
If Frame6.Visible = True Then Frame6.Visible = False Else
Frame6.Visible = True
End Sub

Private Sub Command5_Click()
If Frame8.Visible = True Then Frame8.Visible = False Else
Frame8.Visible = True
End Sub

Private Sub Command8_Click()
Command1_Click
If Check1(0).Value = 0 And Check1(1).Value = 0 Then
    Dim ii As Integer
    For ii = 0 To 720 Step Pas
        alfa1 = ii
        CalcGeo
        Deseneazal
        'Call Sleep(100)
    Next ii
End If
If Check1(0).Value = 1 And Check1(1).Value = 0 Then Call
RotVit
If Check1(0).Value = 1 And Check1(1).Value = 1 Then Call
RotVitAcc

```

```
If Check1(0).Value = 0 And Check1(1).Value = 1 Then Call  
RotAcc
```

```
Command1.Default = True
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command9_Click()
```

```
If Frame8.Visible = True Then Frame8.Visible = False Else  
Frame8.Visible = True
```

```
If Frame6.Visible = True Or Frame8.Visible = True Then  
Form1.Width = 11000 Else Form1.Width = 6600
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Form_Load()
```

```
If Frame6.Visible = True Or Frame8.Visible = True Then  
Form1.Width = 11000 Else Form1.Width = 6600
```

```
Cerc = 50
```

```
Scris = 150
```

```
Command1_Click
```

```
Label9.Caption = Chr(66) + Chr(114) + Chr(101) + Chr(98) +  
Chr(101) + Chr(110) + Chr(97) + Chr(114) + Chr(32) +  
Chr(40) + Chr(99) + Chr(41) 'Then End
```

```
End Sub
```

```
Public Sub CalcGeo()
```

```
xb = Lab * Cos((alfa + alfa1) * PI / 180)
```

```
yb = Lab * Sin((alfa + alfa1) * PI / 180)
```

```
Call int_cerc(xb, yb, lbc, xd, yd, lcd)
```

```
xc = XX1
```

```
yc = YY1
```

```
Uab = (alfa + alfa1) * PI / 180
```

```
Ubc = Atn((yc - yb) / (xc - xb))
```

```
Ucd = Atn((yd - yc) / (xd - xc))
```

```
End Sub
```

```
Public Sub int_cerc(x1 As Double, y1 As Double, r1 As  
Double, x2 As Double, y2 As Double, r2 As Double)
```

```

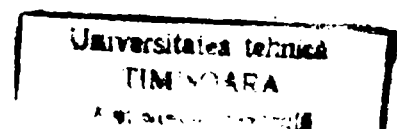
Dim aa As Double, bb As Double, cc As Double
Dim Dx As Double, Dy As Double, B1 As Double, B2 As Double
Dx = 2 * (x1 - x2)
Dy = 2 * (y1 - y2)
B1 = x1 * x1 + y1 * y1 - r1 * r1
B2 = x2 * x2 + y2 * y2 - r2 * r2
aa = 1 + (Dx * Dx) / (Dy * Dy)
bb = -2 * (x1 + (B1 - B2) * Dx / (Dy * Dy) - y1 * Dx / Dy)
cc = ((B1 - B2) / Dy) ^ 2 - 2 * y1 * (B1 - B2) / Dy + B1
XX1 = (-bb + Sqr(bb * bb - 4 * aa * cc)) / (2 * aa)
XX2 = (-bb - Sqr(bb * bb - 4 * aa * cc)) / (2 * aa)
YY1 = (B1 - B2 - Dx * XX1) / Dy
YY2 = (B1 - B2 - Dx * XX2) / Dy
End Sub

```

```

Public Sub Deseneaza()
Dim h1 As Double, h2 As Double, h As Double
Dim v1 As Double, v2 As Double, v As Double
h1 = 2 * Lab + Lbc + 300
h2 = Lab + xd + 300
If h1 > h2 Then h = h1 Else h = h2
v1 = Lab + yd + 300
v2 = Lcd + 300
If v1 > v2 Then v = v1 Else v = v2
h = 6300 / h
v = 6600 / v
If h < v Then scl = h Else scl = v
Label6.Caption = 1 / (0.1 * CInt(scl * 10))
For I = 0 To 3
Shapel(I).Height = Cerc * 2
Shapel(I).Width = Cerc * 2
Next
Shapel(0).Left = scl * xOrg - Cerc
Shapel(0).Top = scl * yOrg - Cerc
Label4(0).Left = scl * xOrg
Label4(0).Top = scl * yOrg + Scris
Line1(0).x1 = scl * xOrg
Line1(0).y1 = scl * yOrg
Line1(0).x2 = scl * (xb + xOrg)
Line1(0).y2 = scl * (yb + yOrg)
Shapel(1).Left = scl * (xb + xOrg) - Cerc
Shapel(1).Top = scl * (yb + yOrg) - Cerc
Label4(1).Left = Shapel(1).Left
Label4(1).Top = Shapel(1).Top + Scris
Line1(1).x1 = scl * (xb + xOrg)
Line1(1).y1 = scl * (yb + yOrg)
Line1(1).x2 = scl * (xc + xOrg)

```



```

Line1(1).y2 = scl * (yc + yOrg)
Shapel(2).Left = scl * (xc + xOrg) - Cerc
Shapel(2).Top = scl * (yc + yOrg) - Cerc
Label4(2).Left = Shapel(2).Left + 150
Label4(2).Top = Shapel(2).Top
Line1(2).x1 = scl * (xc + xOrg)
Line1(2).y1 = scl * (yc + yOrg)
Line1(2).x2 = scl * (xd + xOrg)
Line1(2).y2 = scl * (yd + yOrg)
Shapel(3).Left = scl * (xd + xOrg) - Cerc
Shapel(3).Top = scl * (yd + yOrg) - Cerc
Label4(3).Left = Shapel(3).Left + Scris * 2
Label4(3).Top = Shapel(3).Top

```

```

Line4(0).x1 = scl * xOrg
Line4(0).y1 = scl * yOrg
Line4(0).x2 = scl * xOrg + 100
Line4(0).y2 = scl * yOrg + 100

```

```

Line4(1).x1 = scl * xOrg + 150
Line4(1).y1 = scl * yOrg + 100
Line4(1).x2 = scl * xOrg - 150
Line4(1).y2 = scl * yOrg - 100

```

```

Line4(2).x1 = scl * xOrg + 100
Line4(2).y1 = scl * yOrg + 100
Line4(2).x2 = scl * xOrg
Line4(2).y2 = scl * yOrg

```

```

Line4(3).x1 = scl * (xOrg + xd)
Line4(3).y1 = scl * (yOrg + yd)
Line4(3).x2 = scl * (xOrg + xd) + 100
Line4(3).y2 = scl * (yOrg + yd) + 100

```

```

Line4(4).x1 = scl * (xOrg + xd) + 150
Line4(4).y1 = scl * (yOrg + yd) + 100
Line4(4).x2 = scl * (xOrg + xd) - 150
Line4(4).y2 = scl * (yOrg + yd) + 100

```

```

Line4(5).x1 = scl * (xOrg + xd) - 100
Line4(5).y1 = scl * (yOrg + yd) + 100
Line4(5).x2 = scl * (xOrg + xd)
Line4(5).y2 = scl * (yOrg + yd)

```

```
End Sub
```

```
Public Sub Citeste()
```

```

If Not IsNumeric(Text1(0).Text) Then
Text1(0).SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text1(1).Text) Then
Text1(1).SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text2(0).Text) Then
Text2(0).SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text2(1).Text) Then
Text2(1).SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text2(2).Text) Then
Text2(2).SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text3.Text) Then
Text3.SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text5.Text) Then
Text3.SetFocus
GoTo EEEE
End If
If Not IsNumeric(Text1(2).Text) Then
Text1(2).SetFocus
GoTo EEEE
End If

alfa = Text3.Text
omg = Text5.Text
xd = Text1(0).Text
yd = Text1(1).Text
Lab = Text2(0).Text
Lbc = Text2(1).Text
Lcd = Text2(2).Text
alfa1 = 0
Pas = Text4.Text
xOrg = Lab + 150
yOrg = Lab + 150
If Lcd > Lab + yd Then yOrg = Lcd - yd + 150
scv = Text1(2).Text
sca = Text1(3).Text

```

```

Shapel(4).Left = Frame6.Width / 2 - 50
Shapel(4).Top = Frame6.Height / 2 - 50
VPolx = Frame6.Width / 2
VPoly = Frame6.Height / 2
EEEE:
End Sub

```

```

Public Sub Deseneazal()
'Shapel(0).Left = scl * xOrg - Cerc
'Shapel(0).Top = scl * yOrg - Cerc
'Label4(0).Left = scl * xOrg
'Label4(0).Top = scl * yOrg + Scris
'Linel(0).x1 = scl * xOrg
'Linel(0).y1 = scl * yOrg
Linel(0).x2 = scl * (xb + xOrg)
Linel(0).y2 = scl * (yb + yOrg)
Shapel(1).Left = scl * (xb + xOrg) - Cerc
Shapel(1).Top = scl * (yb + yOrg) - Cerc
'Label4(1).Left = Shapel(1).Left
'Label4(1).Top = Shapel(1).Top + Scris
Linel(1).x1 = scl * (xb + xOrg)
Linel(1).y1 = scl * (yb + yOrg)
Linel(1).x2 = scl * (xc + xOrg)
Linel(1).y2 = scl * (yc + yOrg)
Shapel(2).Left = scl * (xc + xOrg) - Cerc
Shapel(2).Top = scl * (yc + yOrg) - Cerc
'Label4(2).Left = Shapel(2).Left + 150
'Label4(2).Top = Shapel(2).Top
Linel(2).x1 = scl * (xc + xOrg)
Linel(2).y1 = scl * (yc + yOrg)
'Linel(2).x2 = scl * (xd + xOrg)
'Linel(2).y2 = scl * (yd + yOrg)
'Shapel(3).Left = scl * (xd + xOrg) - Cerc
'Shapel(3).Top = scl * (yd + yOrg) - Cerc
'Label4(3).Left = Shapel(3).Left + Scris
'Label4(3).Top = Shapel(3).Top
End Sub

```

```

Public Sub Int_dr(x1 As Double, y1 As Double, r1 As
Double, x2 As Double, y2 As Double, r2 As Double)
Dim m As Double, n As Double
m = Tan(r1)
n = Tan(r2)
XX1 = (y2 - y1 + x1 * m - x2 * n) / (m - n)
YY1 = n * (XX1 - x2) + y2
End Sub

```

```
Private Sub Text1_Change(Index As Integer)
Modi
End Sub
```

```
Public Sub Modi()
Command3.Enabled = False
Command8.Enabled = False
Command9.Enabled = False
End Sub
```

```
Private Sub Text2_Change(Index As Integer)
Modi
End Sub
```

```
Private Sub Text3_Change()
Modi
End Sub
```

```
Private Sub Text4_Change()
Modi
End Sub
```

```
Private Sub Text5_Change()
Modi
End Sub
```

```
Public Sub CalcAcc()
xa0 = 0
ya0 = 0

LAab = omg * omg * Lab / sca
UAab = Uab + PI
xa1 = LAab * Cos(UAab)
ya1 = LAab * Sin(UAab)

LAbc = ((Vbc * scv) ^ 2 / Lbc) / sca
UAbc = Ubc + PI
xa2 = LAbc * Cos(UAbc) + xa1
ya2 = LAbc * Sin(UAbc) + ya1
```

```

LAc d = ((Vcd * scv) ^ 2 / Lcd) / sca
UAc d = Ucd + PI
xa3 = LAc d * Cos(UAc d)
ya3 = LAc d * Sin(UAc d)

Call Int_dr(xa3, ya3, Ucd + PI / 2, xa2, ya2, Ubc + PI /
2)
xa4 = XX1
ya4 = YY1

End Sub

Public Sub DesAcc()
APolx = Frame8.Width / 2
APoly = Frame8.Height / 2
Shapel(6).Left = APolx - 50
Shapel(6).Top = APoly - 50

Line3(0).x1 = APolx
Line3(0).y1 = APoly
Line3(0).x2 = APolx + xa1
Line3(0).y2 = APoly + ya1

Line3(1).x1 = APolx + xa1
Line3(1).y1 = APoly + ya1
Line3(1).x2 = APolx + xa2
Line3(1).y2 = APoly + ya2

Line3(2).x1 = APolx
Line3(2).y1 = APoly
Line3(2).x2 = APolx + xa3
Line3(2).y2 = APoly + ya3

Line3(3).x1 = APolx + xa2
Line3(3).y1 = APoly + ya2
Line3(3).x2 = APolx + xa4
Line3(3).y2 = APoly + ya4

Line3(4).x1 = APolx + xa3
Line3(4).y1 = APoly + ya3
Line3(4).x2 = APolx + xa4
Line3(4).y2 = APoly + ya4

Line3(5).x1 = APolx
Line3(5).y1 = APoly
Line3(5).x2 = APolx + xa4

```


Line3(5).y2 = APoly + ya4

End Sub

```
Public Sub RotVitAcc()  
Command1_Click  
Dim ii As Integer  
For ii = 0 To 720 Step Pas  
alfal = ii  
Call Form1.CalcGeo  
Call Form1.Deseneazal  
Call CalcVit  
Call DesVit1  
Call CalcAcc  
Call DesAccl  
Call Sleep(10)  
Next ii
```

End Sub

```
Public Sub RotAcc()  
Command1_Click  
Dim ii As Integer  
For ii = 0 To 720 Step Pas  
alfal = ii  
Call Form1.CalcGeo  
Call Form1.Deseneazal  
Call CalcAcc  
Call DesAccl  
Call Sleep(10)  
Next ii
```

End Sub

```
Public Sub DesAccl()  
Line3(0).x2 = APolx + xa1  
Line3(0).y2 = APoly + ya1  
  
Line3(1).x1 = APolx + xa1  
Line3(1).y1 = APoly + ya1  
Line3(1).x2 = APolx + xa2  
Line3(1).y2 = APoly + ya2  
  
Line3(2).x2 = APolx + xa3  
Line3(2).y2 = APoly + ya3  
  
Line3(3).x1 = APolx + xa2
```

```
Line3(3).y1 = APoly + ya2
Line3(3).x2 = APolx + xa4
Line3(3).y2 = APoly + ya4

Line3(4).x1 = APolx + xa3
Line3(4).y1 = APoly + ya3
Line3(4).x2 = APolx + xa4
Line3(4).y2 = APoly + ya4

Line3(5).x2 = APolx + xa4
Line3(5).y2 = APoly + ya4
```

End Sub

Fișierul VATALA.VBP

```
Form=vatala.frm
Module=Baza; Baza.bas
Object={F9043C88-F6F2-101A-A3C9-08002B2F49FB}#1.0#0;
COMDLG32.OCX
Object={BDC217C8-ED16-11CD-956C-0000C04E4C0A}#1.0#0;
TABCTL32.OCX
Object={3B7C8863-D78F-101B-B9B5-04021C009402}#1.0#0;
RICHTEXT32.OCX
Object={6B7E6392-850A-101B-AFC0-4210102A8DA7}#1.0#0;
COMCTL32.OCX
Object={FAEEE763-117E-101B-8933-08002B2F4F5A}#1.0#0;
DBLIST32.OCX
Object={00028C01-0000-0000-0000-000000000046}#1.0#0;
DBGRID32.OCX
Reference=*\G{BEF6E001-A874-101A-8BBA-
00AA00300CAB}#2.0#0#C:\WIN\SYSTEM\OLEPRO32.DLL#Standard
OLE Types
Reference=*\G{00025E01-0000-0000-C000-
000000000046}#3.0#0#C:\PROGRAM FILES\COMMON
FILES\MICROSOFT SHARED\DC:\PROGRAM FILES\Microsoft DAO 3.0
Object Library
ProjWinSize=0,561,251,121
ProjWinShow=2
IconForm="Form1"
HelpFile=""
ExeName32="vatala.exe"
Name="Project1"
```

HelpContextID="0"
StartMode=0
VersionCompatible32="0"
MajorVer=1
MinorVer=0
RevisionVer=0
AutoIncrementVer=0
ServerSupportFiles=0
VersionCompanyName="Home"