Institutul Politehnic " Traian Vuia "
Timişoara
Facultatea de Mecanică

ing. Octavian Cionca

# Sinteza dimensională a mecanismelor de precizie generatoare de funcţiuni cu aplicaţie în construcţia echipamentului periferic al calculatoarelor electronice

Teză de doctorat



Conducător ştiinţific

prof. dr. ing. Francisc Kovács

Timişoara 1985

## Cuprins

BUPT

# 1 Introducere

Prezenta lucrare se înscrie pe coordonatele orientării generale trasate de conducerea superioară de partid și de stat, privind dezvoltarea continuă a științei și tehnicii, astfel încît pe această cale să se asigure progresul economic și industrial, care să permită țării noastre atingerea gradului de dezvoltare al țărilor puternic industrializate.

In acest context se acordă o importanță deosebită tehnicii de informatizare, astfel încît capacitatea de stocare, puterea de prelucrare și viteza de transmitere a datelor să crească continuu.

Un rol important în acest proces revine și disciplinelor mecanice în general și mecanismelor în special.

In actuala fază de dezvoltare a tehnicii de calcul, mecanismele joacă un rol important în construcția echipamentului periferic al calculatoarelor, chiar și numai în ipoteza includerii în această noțiune doar a echipamentului pentru introducera și extragerea datelor.

Imperative economice și sociale, evidențiate pregnant în ultimul deceniu, impun introducerea tot mai largă a tehnicii de automatizare și robotizare a proceselor industriale. Roboții, sisteme de mare complexitate și precizie mecanică, destinați a executa un ansamblu de mișcări, sînt în mod inerent cuplați cu un calculator care prelucrează în timp real informațiile furnizate de proces prin senzorii cu care este dotat robotul, formînd împreună un complex, care pe lîngă prelucrarea datelor are și misiunea de a executa operațiuni mecanice complexe.

In această situație, sistemul mecanic cuplat cu sistemul de calcul, depășește cu mult în anvergură și importanță, echipamentul pentru introducerea și extragerea datelor din sistemele de calcul convenționale. Cu atît mai mult se impune în această perspectivă, ameliorarea performanțelor sistemelor mecanice mobile și implicit a mecanismelor care le formează, astfel încît precizia și viteza lor de lucru să crească corespunzător.

Lucrarea de față își propune ca și obiect de studiu sinteza mecanismelor cu came, generatoare de funcțiuni cu utilizări în cadrul unui sistem centralizat pentru perforarea cartelelor. Trebuie precizat de la început că rezultatele obținute în urma cercetărilor teoretice și experimentale au o aplicabilitate mai largă, acestea nefiind specifice doar mecanismelor cu came din componența echipamentelor periferice ale calculatoarelor, ci sînt în general valabile pentru toate mecanismele de acest tip care lucrează la viteze ridicate.

Lucrarea este structurată pe mai multe capitole. In primele două capitole se tratează rolul mecanismelor generatoare de funcțiuni în construcția echipamentului periferic al calculatoarelor, cu accentuarea rolului mecanismelor cu came în echipamentul pentru perforarea cartelelor și stadiul actual în sinteza acestor mecanisme.

In capitolele 4 și 5 se rezolvă probleme privind sinteza analitică a mecanismului camă cu tachetul în mișcare de oscilație, mecanism care din punct de vedere dinamic se dovedește a fi cel mai corespunzător, dar care din punct de vedere cinematic necesită un studiu pentru stabilirea unei legi de mișcare corectată și optimizată.

In capitolele 6și 7 se face un studiu privind sinteza dinamică a mecanismului camă-tachet stabilindu-se unele criterii de proiectare care se fructifică în cadrul capitolului 8, unde aceste criterii se aplică la sinteza mecanismului de studiat. Rezultatul acestei aplicații se concretizează prin punerea la punct a unui program care poate fi utilizat la proiectarea mecanismelor cu came, oferind posibilitatea optimizării acestora.

In cadrul capitolului 9 se prezintă o instalație originală pentru studierea în regim dinamic a mecanismelor cu came, instalație care permite punerea în evidență și măsurarea timpului de rupere a contactului camă-tachet și prin aceasta optimizarea funcționării acestora astfel încît abaterile funcției de ieșire față de funcția proiectată să fie minime.

Incercările experimentale au confirmat ipoteza teoretică conform căreia mecanismul camă-tachet prezintă caracteristici constructive și funcționale similare unui sistem oscilant autoexcitat cu vibrații de relaxare.

Lucrarea se încheie cu capitolul 10 unde sînt prezentate concluziile generale și contribuțiile personale ale autorului.

Mulțumesc pe această cale tuturor celor care m-au ajutat la realizarea și prezentarea acestei lucrări și în mod special aduc mulțumiri și recunoștiința mea conducătorului științific al lucrării, prof. dr. ing. Francisc Kovács.

## 2 Rolul mecanismelor generatoare de funcţiuni în construcţia echipamentului periferic al calculatoarelor electronice

### 2.1 Consideraţiuni generale asupra funcţionării mecanismelor din construcţia echipamentului periferic

În noţiunea de echipament periferic al calculatoarelor sînt cuprinse utilajele pentru introducerea datelor de prelucrat şi extragerea datelor prelucrate la nivelul unităţii centrale de calcul. Aceste funcţiuni au generat şi denumirea de echipament pentru operaţiuni de intrare-ieşire. Spre deosebire de unitatea centrală, care conţine numai dispozitive electronice, fără a avea în componenţa ei dispozitive mecanice mobile funcţionale, echipamentele periferice sînt utilaje electro-mecanice care cuprind dispozitive mecanice fixe şi mobile, instalaţii electrice şi electronice.

Pentru a putea fi înglobat în configuraţia sistemului de calcul, echipamentul periferic trebuie să îndeplinească o serie de condiţii tehnice şi funcţionale cum sînt:

- posibilitate de cuplare cu unitatea centrală şi cu alte periferice,
- fiabilitate ridicată,
- viteză de lucru mare.

Cuplarea perifericului cu unitatea centrală şi cu alte periferice se face pe cale electrică prin intermediul unui ansamblu de comenzi şi mesaje codificate care se constituie în aşa numita "interfaţă". La realizarea unei caracteristici de fiabilitate ridicată participă atît partea electrică cît şi partea mecanică a perifericului. Dacă din punct de vedere electric şi electronic, densitatea de probabilitate pentru apariţia unei defecţiuni este dată de numărul mare al componentelor pasive şi active, din punct de vedere mecanic această probabilitate se datorează solicitărilor dinamice intense şi a uzurilor mecanice mari. Solicitarea şi uzura sînt o consecinţă evidentă a vitezelor de lucru foarte ridicate ce se impun la funcţionarea mecanismelor acestor echipamente

Performanţele pe care le ating sistemele de calcul electronic sînt în directă legătură cu performanţele perifericelor cuprinse în configuraţia sistemului.

Cu toate că în domeniul informaticii se caută soluţii prin care să se evite prezenţa perifericelor lente în configuraţia sistemelor, unele suporturi informaţionale şi implicit perifericele aferente lor cum sînt:

- imprimanta rapidă pentru listarea datelor de ieşire,
- consola de comandă,
- lectorul de cartele,
- unitatea de discuri magnetice,
- unitatea de benzi magnetice,

nu vor putea fi eliminate într-un viitor apropiat din configuraţia sistemelor de calcul. De aici rezultă şi necesitatea de a aborda în continuare cercetări în vederea îmbunătăţirii performanţelor acestora, performanţe care la ora actuală depind în cea mai mare măsură de performanţele mecanismelor din componenţa acestora.

Funcţiile pe care le îndeplinesc mecanismele care formează sistemele mecanice mobile ale perifericelor enumerate mai sus se pot separa în trei grupe, după cum urmează:

a) funcţii de transport, poziţionare şi indexare,
b) funcţii de comandă,
c) funcţii de execuţie.

Aceste mecanisme se prezintă sub o mare diversitate de forme constructive. Poziţionarea corespunzătoare a unor dispozitive cu rol de execuţie sau a suporturilor informaţionale este o operaţiune pretenţioasă de care depinde performanţa echipamentului periferic, atît din punct de vedere calitativ cît şi cantitativ. Poziţionarea trebuie să fie executată rapid, corect şi precis, pentru a se asigura compatibilitatea între diferite unităţi de acelaşi tip. La unitatea de discuri magnetice poziţionarea capetelor flotante de scriere-citire se execută cu ajutorul unui mecanism cu cremalieră avînd pinionul antrenat cu ajutorul unui motor electric prevăzut cu un dispozitiv pneumatic de amortizare. Cu ajutorul unui sistem de mecanisme cu bare articulate se execută poziţionarea casetei cu caractere de imprimare la maşina de scris a consolei de comandă, sau matricea pentru imprimare a dispozitivului de interpretare de la perforatoarele de cartele. In unele cazuri acţiunea de indexare este asociată cu cea de transport. La unele unităţi de bandă perforată transportul şi indexarea benzii se realizează cu ajutorul unor mecanisme de tipul roată dinţată cu clichet. Perforatorul de cartele tip Univac realizează transportul şi poziţionarea cartelei cu ajutorul unui mecanism camă cu tachet oscilant, care antrenează o bară cu lamele pentru împingerea cartelei.

In cadrul echipamentelor periferice funcţia de comandă a mecanismelor se poate prezenta sub două aspecte :

- comanda mecanică,
- comanda electrică;

comenzi care se realizează prin intermediul unor mecanisme cu bare, mecanisme cu came, electromagneţi, cuplaje electromagnetice, etc. O largă întrebuinţare în comanda pe cale electrică o au mecanismele cu came care acţionează asupra unor microîntrerupătoare, acest tip de comandă fiind una din căile de sincronizare a funcţionării între părţile mecanice şi electrice ale echipamentului.

La realizarea corectă a operaţiunilor de transport, indexare şi sincronizare, mecanismele respective sînt asistate de o serie de dispozitive electrice şi electronice corespunzătoare cum sînt:

- traductoare de deplasare,
- traductoare de rotaţie,
- fotocelule,
- generatoare de impulsuri cu capete magnetice etc.

In cadrul mecanismelor cu rol de execuţie se pot încadra acele mecanisme care finalizează o anumită acţiune cum ar fi: mecanismele de imprimare, mecanismele de perforare, mecanismele de alimentare şi extragere, mecanismele de dirijare şi sortare etc.

După cum s-a arătat, pe lîngă precizie în executarea funcţiilor caracteristice, acestor mecanisme li se impun viteze de lucru tot mai mari, aceasta fiind singura cale pentru ameliorarea performanţelor echipamentelor periferice.

Analizînd în general principiile constructive şi funcţionale ale echipamentelor periferice se constată că un rol deosebit de important în funcţionarea lor revine mecanismelor cu came.

Aceste mecanisme, prezente sub diferite forme constructive, asigură îndeplinirea celor mai multe funcţiuni de comandă, poziţionare şi execuţie, în special în construcţia echipamentelor pentru perforarea cartelelor.

Mecanismele cu came prezintă avantajul de a realiza o gamă foarte largă de funcţiuni în condiţii de fiabilitate ridicată şi cu dimensiuni de gabarit mici.

Dezavantajul principal al acestor mecanisme este limitarea vitezei maxime de lucru, datorită apariţiei unor diferenţe între funcţia generată la elementul de ieşire, faţă de funcţia comandată la intrarea mecanismului. In ansamblul lui acest tip de mecanism lucrează ca un sistem oscilant autoexcitat, el fiind în aceste condiţii un important generator de zgomote şi vibraţii care au ca şi efect secundar uzura profilului camei.

Metode moderne de sinteză şi proiectare a mecanismelor cu came, conjugate cu posibilităţile de prelucrare oferite de nivelul în domeniul tehnologiei prelucrărilor mecanice, permit o îmbunătăţire continuă a acestora.

Luînd în considerare aceste aspecte, prezenta lucrare îşi propune rezolvarea unor probleme specifice, legate de sinteza mecanismelor cu came generatoare de funcţiuni cu aplicaţii în construcţia perforatoarelor de cartele.

## 2.2 Utilizarea mecanismelor cu came în construcţia perforatoarelor de cartele

### 2.2.1 Generalităţi

Pentru a ilustra modul de funcţionare, rolul şi problemele pe care le ridică utilizarea mecanismelor cu came în construcţia perforatoarelor, se prezintă în cele ce urmează principiul de funcţionare a două tipuri de perforatoare aflate în dotarea centrelor de calcul electronic din ţara noastră. În continuare se propune un sistem de perforare centralizată a cartelelor, sistem care conţine unele noutăţi tehnice şi prezintă o serie de avantaje economice. Performanţele acestui sistem sînt de asemenea condiţionate de performanţele mecanismelor de comandă şi perforare, mecanisme de tip camă cu tachetul în mişcare de oscilaţie.

### 2.2.2 Perforatorul de cartele tip Univac 1710

Acest perforator face parte din categoria echipamentelor pentru pregătirea datelor de intrare. Deservirea lui este asigurată de un operator. Prin eliberarea schemei cinematice de o serie de operaţiuni logice şi de temporizare, operaţiuni preluate de instalaţia electrică şi de schemele electronice, perforatorul tip Univac 1710 prezintă performanţe net superioare faţă de tipurile anterioare de perforatoare:

| | |
|---|---|
| - numărul de cartele perforate pe minut | 35 - 60 |
| - puterea consumată | 0,92 kVA |
| - greutatea | 136 Kg |
| - dimensiuni de gabarit | 960/813/965 mm |
| - capacitatea magaziei de cartele | 600 buc. |

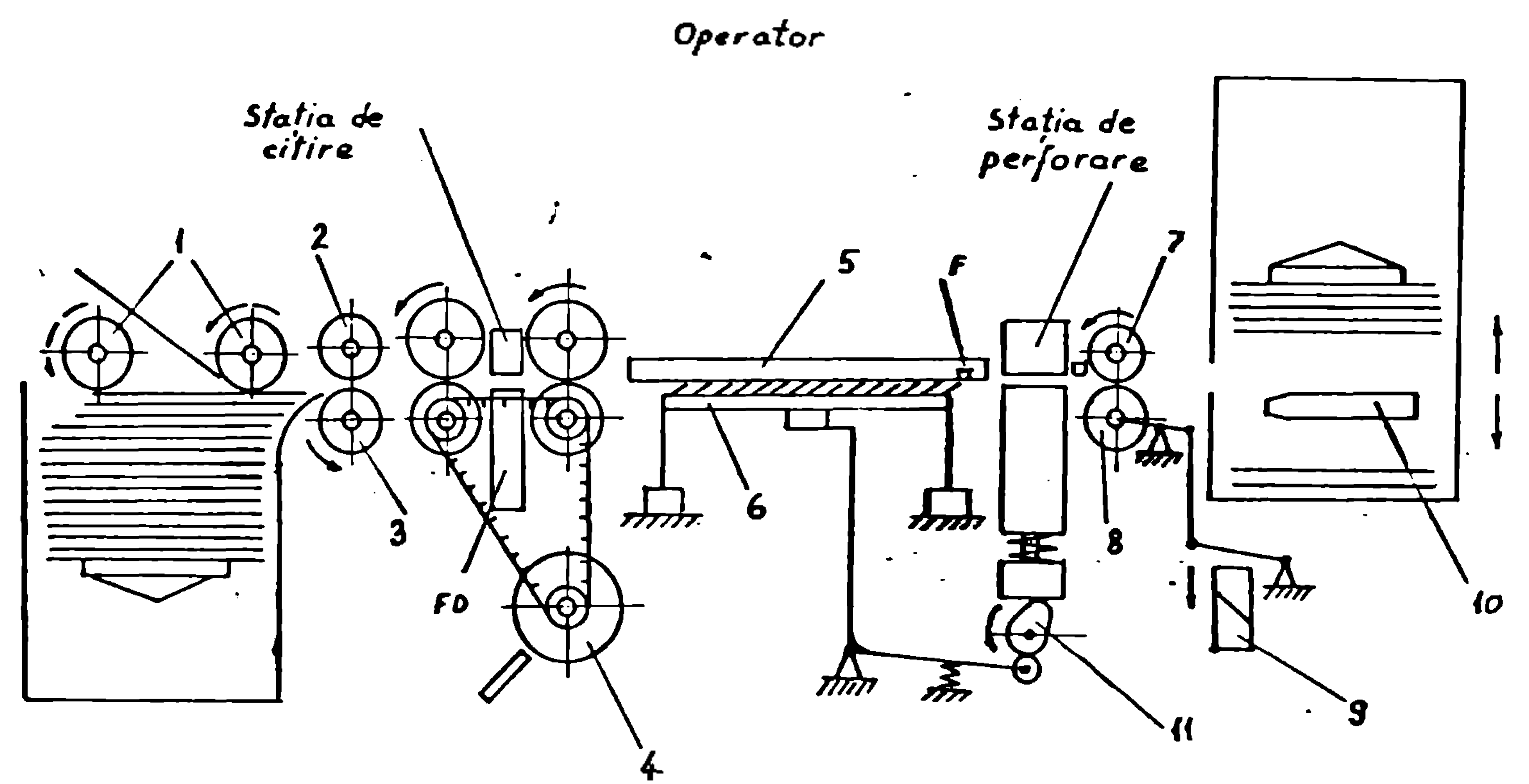



fig. 2.1 Schema cinematică de principiu a perforatorului de cartele UNIVAC 1710

Performanțele acestui echipament, care se află în dotarea stațiilor de mecanografie a unor centre de calcul din țara noastră, au depășit deja viteza de lucru a celor mai rapizi operatori. In fig. 2.1 se prezintă o schemă cinematică de principiu a acestui perforator. Datele de pe documentele primare sînt introduse prin intermediul unei tastaturi într-o memorie tampon. După completarea blocului de date, la comanda de perforare, o pereche de role din cauciuc 1, care au o mișcare de rotație temporizată, preiau o cartelă din magazia de cartele și o introduc între rolele 2 și 3 care împiedecă dubla alimentare. In continuare cartela trece prin dreptul stației de citire prevăzută cu un set de fotodiode. Mișcarea sincronă a rolelor care transportă cartela prin dreptul stației de citire, este asigurată prin acționarea acestora cu o curea dințată care antrenează și discul de sincronizare 4 prevăzut cu un cap magnetic. In continuare cartela intră în stația de așteptare între placa 5 și bara cu lamele 6, unde se execută operațiunea de poziționare (cadrare). Prin mișcarea alternativă a barei 6, lamelele împing treptat cartela în stația de perforare, unde se execută perforarea simultană a cîte două coloane. După consumarea ciclurilor de perforare, cartela este expediată în magazia de recepție. Rola de eliminare rapidă 7 are o mișcare de rotație continuă, iar rola pasivă 8, comandată de electromagnetul 9 apasă cartela pe rola 7 și în funcție de poziția paletei 10, depozitarea se face în magazia principală sau secundară.

Toate rolele de transport sînt antrenate de o singură curea lată prevăzută cu un dispozitiv de întindere cu arc.

Antrenarea arborelui cu came 11, came care comandă avansul cartelei la perforare și execută perforarea, se face de la un motor electric printr-o transmisie cu curea trapezoidală și prin intermediul unui cuplaj electromagnetic. Prezența cartelei pe traseul de perforare este controlată cu ajutorul unor fotodiode.

Mecanismele din componența stației de avans și perforare sînt prezentate în figura 2.2. Ciclul de perforare cuprinde două faze. In prima fază cama 1 produce prin intermediul manivelei 2 avansarea barei cu lamele 3. Lamela care vine în contact cu muchia posterioară a cartelei produce avansarea acesteia cu cîte două coloane. In acest timp se execută și pregătirea poansoanelor 6 care urmează să perforeze prin introducerea unor actuatori 4 între ele și tacheutul de translație 5. Poziționarea actuatorilor se face prin alimentarea unor electromagneți 7. In faza următoare cama ridică tacheutul 5

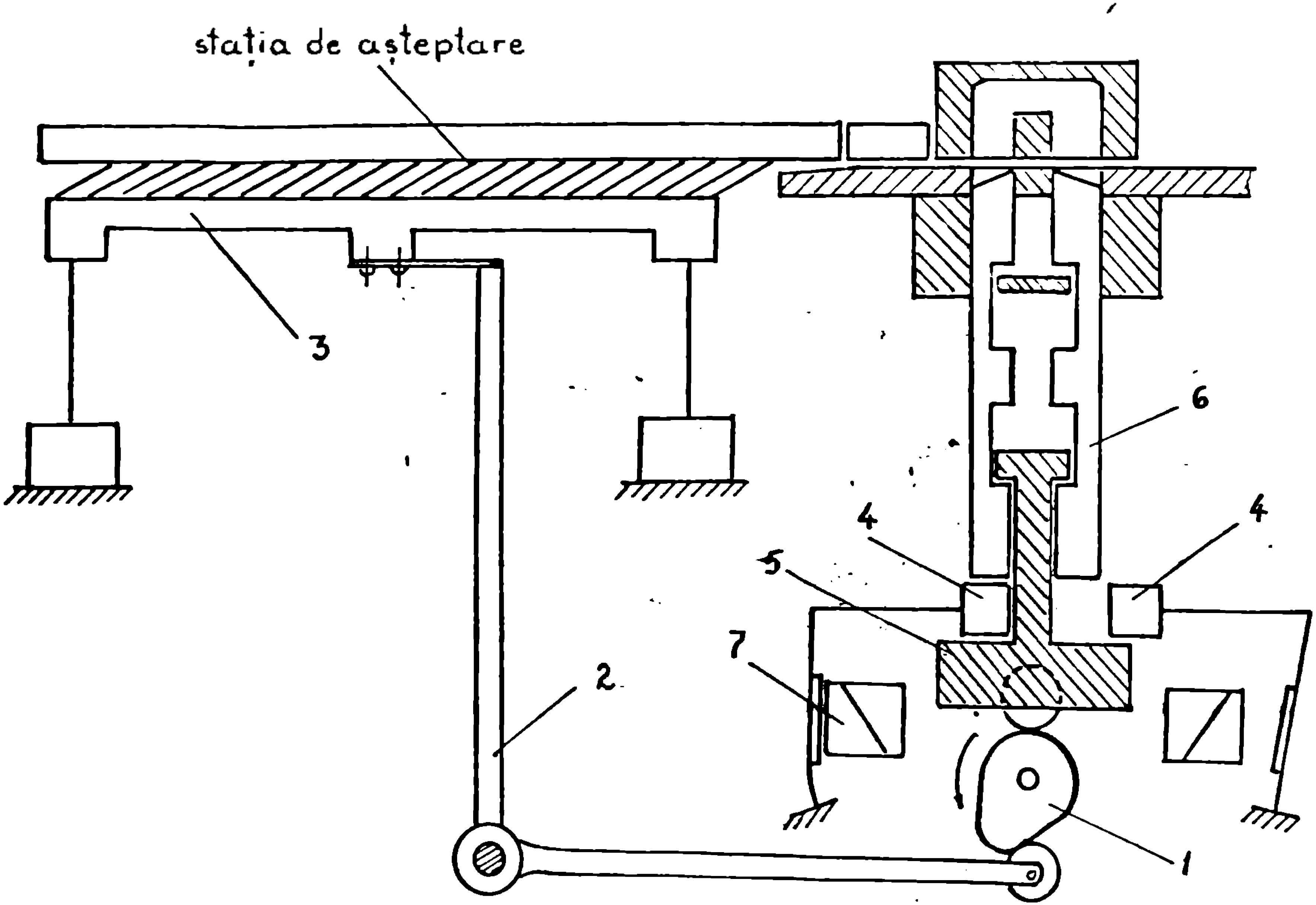



fig.2.2 Schema de principiu a mecanismelor de avans şi perforare la perforatorul de cartele UNIVAC 1710

şi prin intermediul actuatorilor activaţi, poansoanele perforează. După perforare actuatorii revin în poziţia iniţială şi tachetul în cursa de coborîre retrage poansoanele care au perforat.

Viteza de rotire a arborelui cu came este de 2520 rot/min şi deci un ciclu de perforare durează 23,8 ms. Se remarcă la acest tip de perforator faptul că atît funcţia de perforare cît şi funcţiile de avans, transport şi poziţionare se realizează cu ajutorul unor mecanisme cu came cu tacheţii în mişcare de translaţie, respectiv rotaţie.

Acest tip de perforator prezintă dezavantajul de a genera un nivel mare de zgomote şi vibraţii care îngreunează condiţiile de lucru în staţiile de perforare pentru pregătirea datelor.

### 2.2.3 Perforatorul rapid de cartele din configuraţia sistemului de calcul

Spre deosebire de tipul de perforator prezentat anterior, perforator utilizat la pregătirea datelor de intrare, perforatorul rapid de cartele este un periferic utilizat la extragerea datelor din sistemul de calcul. Extragerea de date se face prin transpunerea acestora pe cartele perforate în vederea utilizărilor ulterioare, prin intermediul cititorului de cartele.

In configuraţia standard a unor sisteme de calcul electronic se găseşte perforatorul rapid de cartele tip CII 72.165. Caracteristicile principale ale acestui tip de perforator sînt:

- viteza de lucru 60 - 200 cartele/min
- putere consumată 1,5 kVA
- greutate 250 kg
- dimensiuni de gabarit 1,24 / 0,70 / 0,85 m
- capacitatea magaziei 1500 cartele

Perforarea se execută pe coloane, viteza cartelei în timpul perforării fiind de 0,221 m/s. Comenzile pentru deplasarea cartelei precum şi sincronizarea între partea mecanică şi partea electrică se asigură de către un arbore de programare cu came. Pe arbore sînt montate cinci came pentru comanda rolelor de antrenare, a unui cuţit pentru frînarea cartelei şi a cuţitului de poziţionare, precum şi patru came care acţionează o serie de contacte electrice din schema electrică generală.

Operațiunea de perforare se realizează coloană cu coloană fără oprirea cartelei. Perforarea în marș presupune că mecanismul de perforare execută o mișcare de oscilație. In prima fază a mișcării dispozitivul de perforare se deplasează cu o viteză egală cu viteza cartelei, timp în care are loc și perforarea cartelei. In faza a doua, după retragerea poansoanelor, dispozitivul este readus cu viteză ridicată în poziția inițială, de unde începe un nou ciclu de perforare.

Reperele dispozitivului de perforare, respectiv poansoanele și plachetele de perforare sînt montate pe un mecanism camă cu tachet oscilant.

In figura 2.. se prezintă o schemă generală de funcționare a acestui tip de perforator. Cartela de perforat se extrage din magazia de alimentare și după o scurtă oprire în stația de așteptare unde se face poziționarea ei, este transportată spre stația de perforare. La terminarea operațiunii de perforare cartela este preluată de tamburul de eliminare și expediată la magazia de recepție. In fig. 2.. se prezintă ansamblul mecanismelor de perforare. Acest dispozitiv cuprinde trei mecanisme tip camă cu tachet oscilant:

a) mecanismul de perforare, pe care sînt montate poansoanele de perforare,

b) mecanismul de percuție, care prin intermediul unor piese a căror poziție este comandată de la placheta de perforare, acționează asupra poansoanelor,

c) mecanismul de rearmare, care readuce în poziția inițială poansoanele acționate.

Frecvența de lucru a acestor mecanisme este de aproximativ 1.. o cicluri pe secundă.

Acest echipament lucrează în legătură cu unitatea centrală și cu unitatea de schimb a sistemului. Aceste două unități comandă și urmăresc funcționarea perforatorului și îi transmit datele pentru perforare. Aceste date se extrag din unitatea de memorie sau de pe un alt suport informațional, cum sînt discurile sau benzile magnetice.

Principalul dezavantaj al echipamentului pentru perforarea rapidă a cartelelor este indicele scăzut de utilizare al acestuia în exploatarea curentă a sistemului de calcul.

... avantajoase, care ar mări ... ridicat de utilizare ... acestui echipament, este aceea în care perforatorul ... ... utiliza în principal pentru perforarea datelor de intrare, înlocuind astfel perforatoarele individuale de tip ...

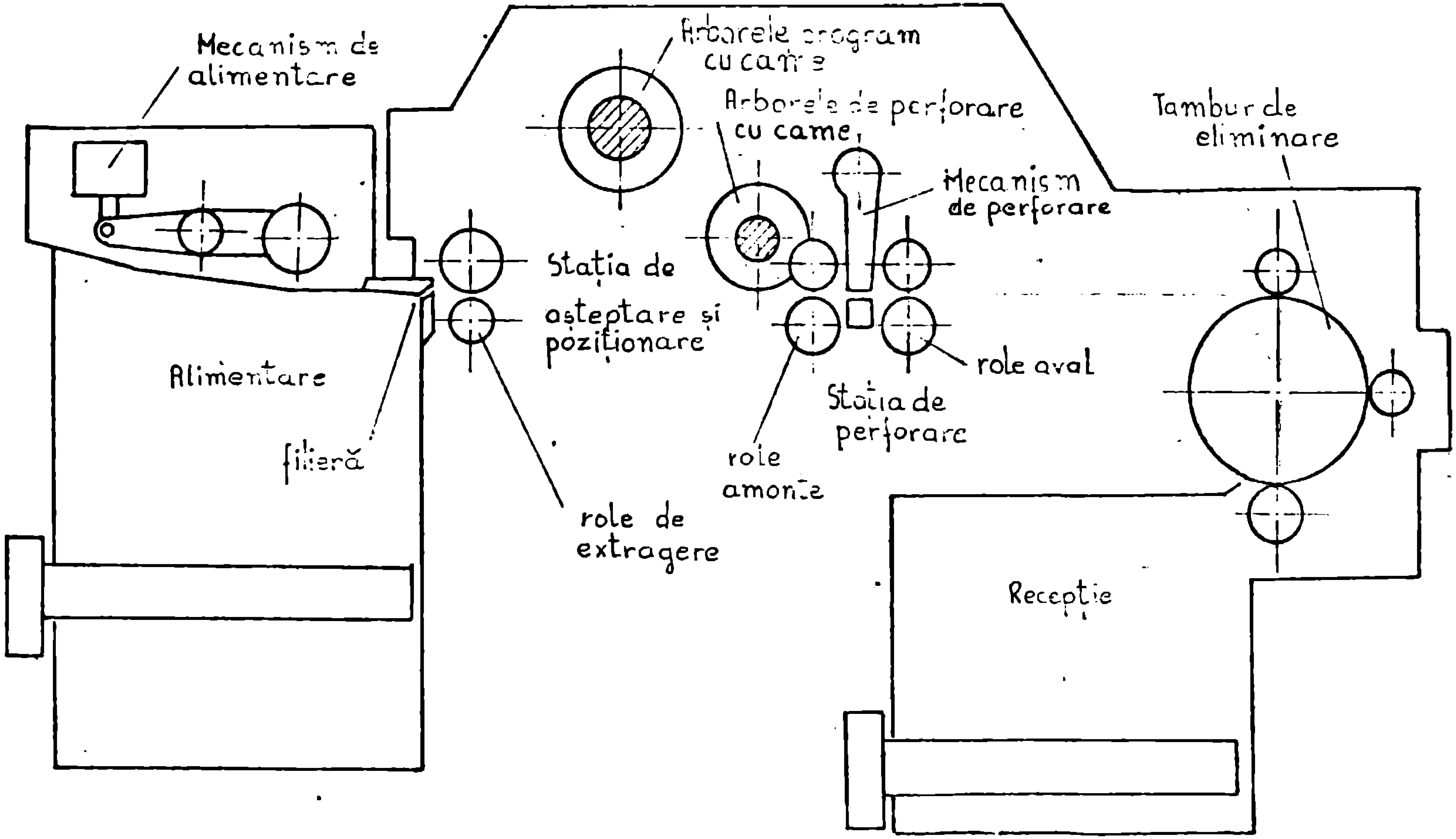



fig. 2.3 Schema de ansamblu a perforatorului C.I.I. 72165

..c, So Morpo.., Arisma sau Juki. Această funcţie de perforare a ca- ... cu date de intrare nu exclude posibilitatea ca sistemul central să aibă acces prioritar la perforarea pe aceleaşi echipa... a unor date de ieşire. O propunere în acest sens se prezintă ... ce urmează.

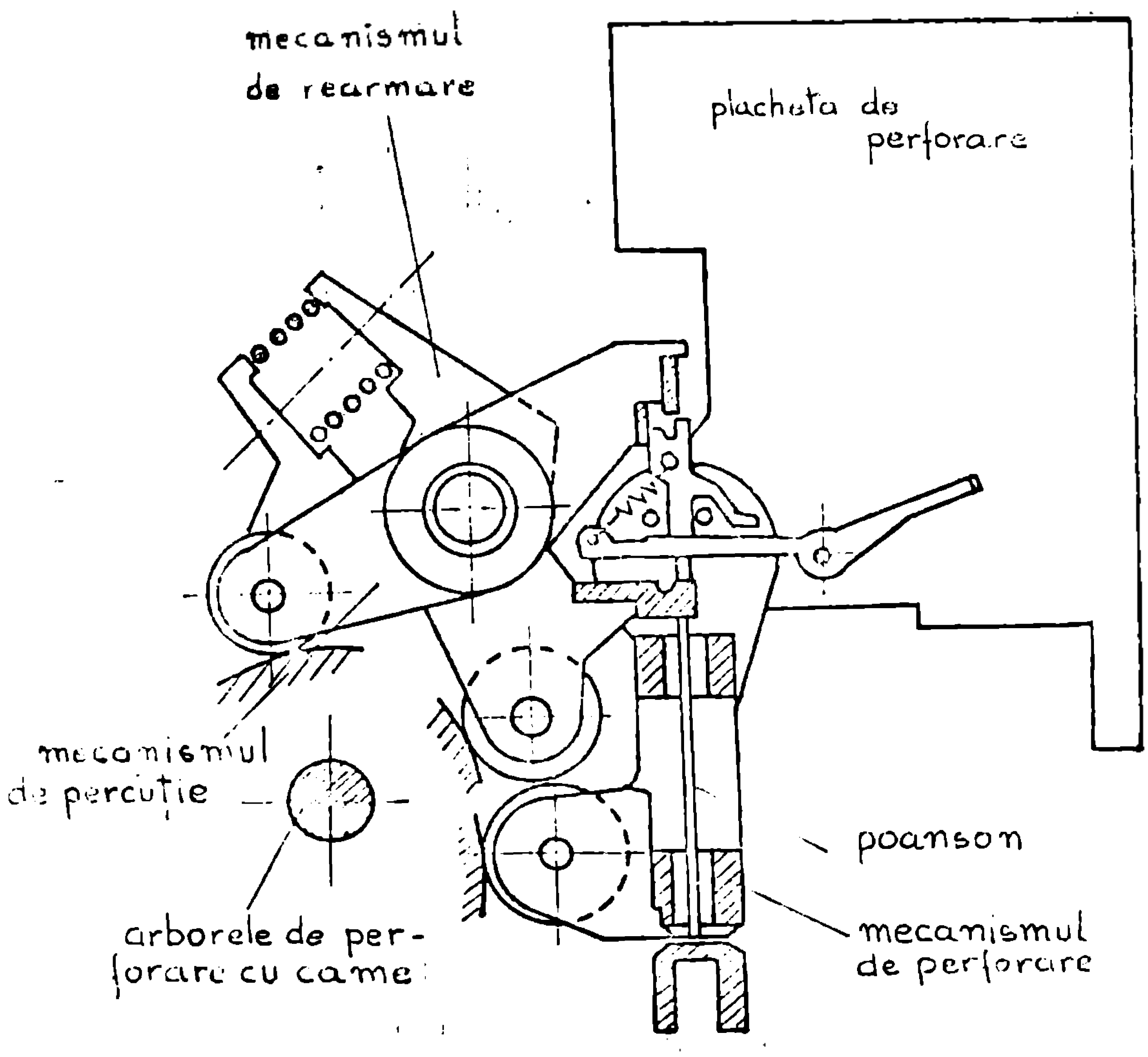



fig.2.. Perforatorul C.I.I. 72615
Staţia de perforare

## 2.3 Sistem pentru perforarea centralizată a cartelelor

In cadrul sistemului centralizat pentru perforarea cartelelor, un perforator rapid servește mai multe terminale pentru pregătirea datelor de intrare /2o/. La nivelul terminalului informațiile primare se introduc prin intermediul unei tastaturi, într-o memorie tampon. Cînd blocul de date este complet, se solicită accesul la perforatorul central pentru perforarea pe o cartelă a datelor stocate. Numărul de terminale care se pot lega la o unitate centrală de perforare este în funcție de viteza de lucru a acesteia. Cererile de perforare lansate de la terminale se tratează în concordanță cu prioritatea atribuită fiecăruia, prin legarea în serie a lor față de perforatorul central, așa cum se vede și în figura 2.5.

In această situație prioritatea maximă o are terminalul nr. 1. Dacă numărul de terminale la care se lucrează simultan este în concordanță cu viteza de lucru a perforatorului și cu gradul de umplere a cartelelor cu date, atunci printr-o interfață adecvată se poate asigura un efect "ON-line" pentru toate terminalele. Prin efectul "ON-line" se definește situația în care terminalele nu se stînjenesc reciproc, iar operatorul are impresia că lucrează singur cu unitatea centrală,fără a sesiza un interval de timp de așteptare pentru cererea de perforare lansată. In figura 2.6 se dă o schemă principială a perforatorului central, unde s-au făcut următoarele notații:

1 magazia de alimentare cu cartele
2 tambur cu vid pentru alimentare
3 stația de poziționare
4 stația de perforare
5 stația de citire și semnalizare a intrării cartelei pe traseul de înmagazinare
6 tambur de recepție
7 role de transport
8 clapetă pentru dirijarea cartelei în magazia de recepție
9 magazie pentru fiecare terminal plus magazia de rezervă

Pentru a avea posibilitatea ca de la fiecare terminal să se poată introduce date de la lucrării idependente, fiecărui terminal i se atribuie o magazie de recepție. Acest mod de lucru impune ca unitatea centra-

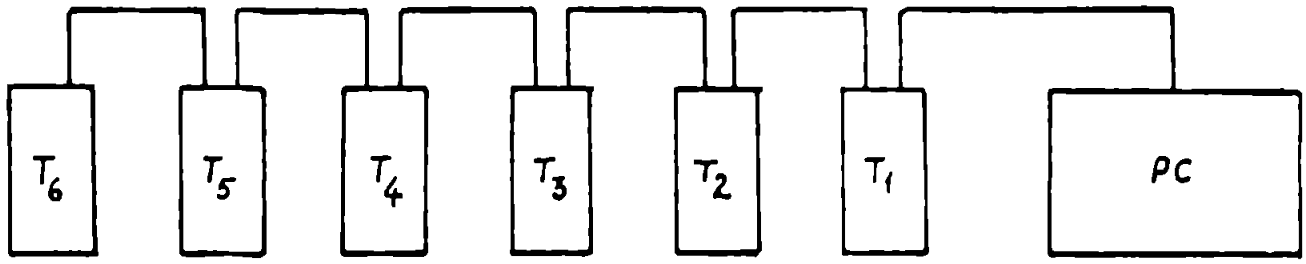



fig. 2.5 Schema de legare a terminalelor

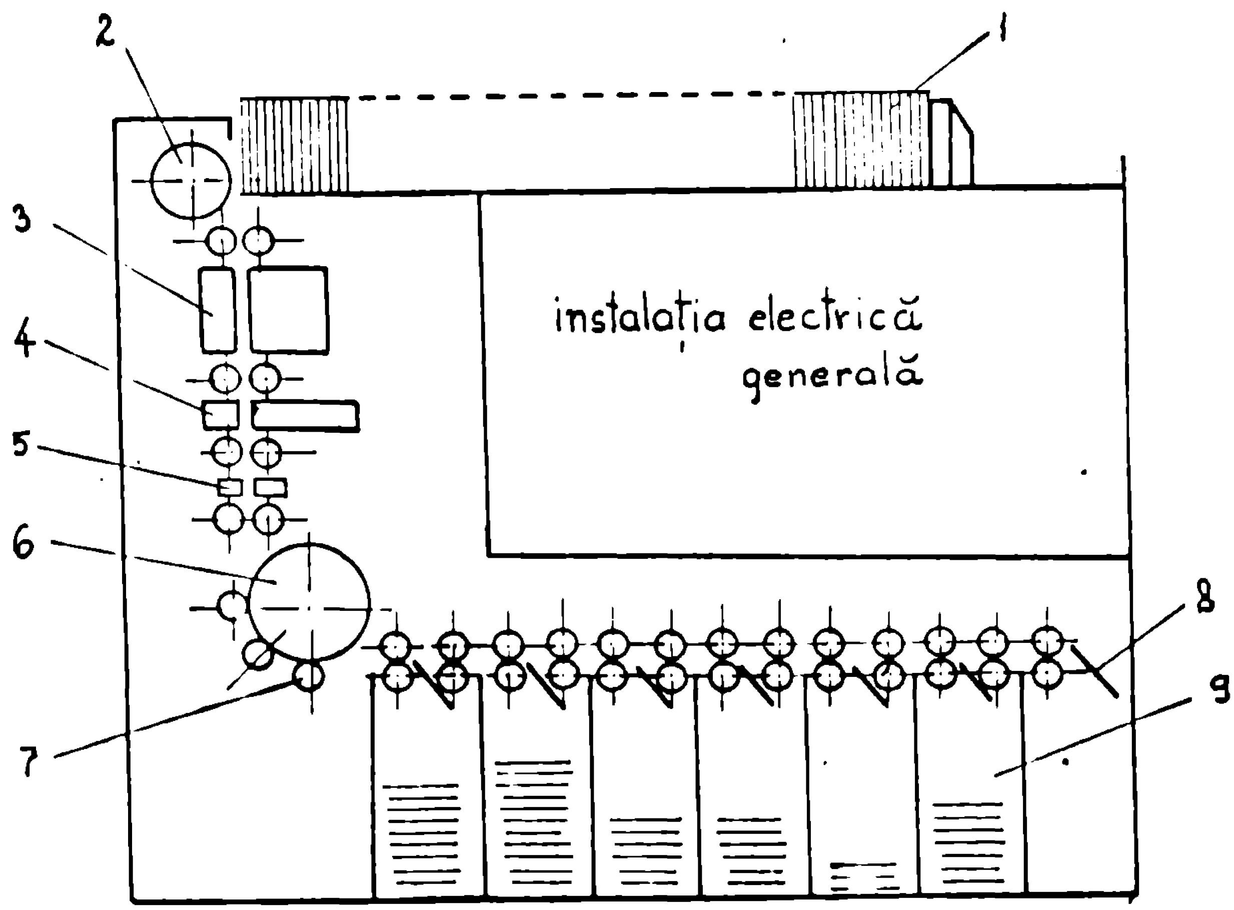



fig. 2.6 Schema de principiu a perforatorului central

lă să recunoască terminalul şi să efectueze o înmagazinare selectivă a cartelelor. Prin nişte linii de întîrziere adecvate se pot comanda clapetele de dirijare 8, astfel încît în funcţie de viteza cartelei pe traseul de înmagazinare şi de distanţa pe care trebuie să o parcurgă de la staţia de perforare şi pînă la magazia aferentă, recepţia caretelei să se poată face corect chiar şi în situaţia în care pe traseu se găsesc mai multe cartele perforate, cu date provenind de la terminale diferite.

Realizarea şi utilizarea unui astfel de sistem de perforare prezintă o serie de avantaje tehnico-economice cum sînt:

1) eliminarea din exploatare a perforatoarelor lente,
2) asigurarea unui grad mare de utilizare a perforatoarelor rapide din configuraţia sistemului de calcul,
3) îmbunătăţirea condiţiilor de lucru pentru personalul de exploatare, prin izolarea perforatorului de încăperea unde sînt instalate terminalele,
4) realizarea unei economii importante de materiale şi energie, ţinînd cont de faptul că un perforator rapid care are o greutate şi un consum de energie de aproximativ 1,5-2 ori mai mari decît un perforator lent, poate înlocui pînă la 15 asemenea perforatoare.

Soluţia propusă de autor în acest sens a fost brevetată la OSIM.

Rentabilitatea sistemului este cu atît mai mare cu cît viteza de lucru a perforatorului este mai mare în general, dar în special trebuie pus accent pe viteza de lucru a dispozitivului de perforare.

Deoarece partea electronică poate lucra la viteze mult superioare faţă de performanţele subansamblelor funcţionale mecanice, direcţia principală pentru ameliorarea performanţelor sistemului este aceea de a perfecţiona continuu mecanismele din construcţia perforatorului central.

Intre mecanismele dispozitivului de perforare, cea mai importantă funcţie o îndeplineşte mecanismul de perforare, care asigură posibilitatea ca această operaţiune să se poată desfăşura în timpul deplasării cartelei.

In acest scop trebuiesc sintetizate mecanisme corespunzătoare, care pot lucra corect la frecvenţe ce depăşesc 100 cicluri pe secundă, cu nivele de zgomote, vibraţii şi uzură cît mai scăzute.

1 9 100 P
1 189 4

## Stadiul actual al cercetărilor în domeniul sintezei mecanismelor cu came

### 3.1 Stabilirea ecuațiilor de mișcare pentru mecanismele cu came care funcționează la viteze ridicate

Ridicarea continuă a vitezei de funcționare a mecanismelor cu came a impus studierea unor metode noi de sinteză, astfel încît să se realizeze mecanisme corespunzătoare din punct de vedere cinematic și dinamic.

Această acțiune se desfășoară în două etape principale:

a) stabilirea unei legi de mișcare care să elimine șocurile vitezei, accelerației și chiar a accelerațiilor de ordin superior;

b) sinteza mecanismului în baza legii de mișcare stabilită anterior, astfel încît să se evite abaterile funcției de ieșire față de funcția de intrare, în afara unor limite impuse.

Diferența între funcția de intrare, materializată pe camă și funcția de ieșire generată la nivelul tachetului sau a altui element final de ieșire, se datorează în special solicitărilor dinamice manifestate prin deformări elastice ale elementelor din care se compune mecanismul și prin vibrații care în anumite condiții, corelate cu unele aspecte cinematice ale mișcării, pot duce la desprinderi ale cuplei cinematice superioare a mecanismului.

La ora actuală cele mai uzuale procedee de sinteză a mecanismelor cu came constau în materializarea pe camă a legii de mișcare stabilită conform cu condițiile arătate la punctul a.

Prelucrarea mecanică prin copiere a impus și a menținut procedeele grafo-analitice, drept principalele procedee de sinteză a acestor mecanisme. Aceste metode sînt tratate într-o serie de lucrări de specialitate /39, 38, 41, 53, 51, 2 /. Metodele grafo-analitice prezintă o serie de avantaje cum sînt:

- permit obținerea rapidă a unei soluții pentru mecanismul de proiectat,
- se pot soluționa probleme de sinteză care pe cale analitică sînt mai greu de abordat.

Precizia scăzută a procedeelor grafo-analitice este însă o deficiență importantă, care impune tot mai insistent soluționarea problemelor de sinteză a mecanismelor pe cale pur analitică. Sinteza analitică, asistată cu programe corespunzătoare pentru prelucrarea cu ajutorul calculatorului a datelor de proiectare, garantează obținerea unor rezultate mult îmbunătățite atît din punct de vedere cantitativ cît și calitativ. Din aceste motive procedeele de sinteză analitică sînt studiate în tot mai multe lucrări de specialitate / 29, 36, 41, 51, 60, 76, 78, 90, 91, 106, etc./. In aceste lucrări se acordă o importanță deosebită mijloacelor teoretice pentru analizarea mecanismelor cu came, analiză care înglobează totalitatea procedeelor și instrumentelor matematice și de laborator pentru investigarea caracteristicilor și a performanțelor acestora și permit luarea unor decizii asupra acțiunii de sinteză și directivarea ei în vederea obținerii rezultatelor dorite. Astfel analiza și sinteza sînt două laturi complementare ale procesului de proiectare a mecanismelor cu came, proces care implică o serie de cicluri: sinteză-analiză-sinteză. In multitudinea de funcții pe care le generează mecanismele cu came, un loc aparte îl ocupă funcția treaptă. Această funcție presupune executarea unor salturi între un palier inferior unde valoarea funcției este: $s=0$ și un palier superior caracterizat prin valoarea $s=h$. Un salt pozitiv al funcției treaptă este prezentat în fig. 3.1. Funcția teoretică și ideală pe care trebuie să o execute elementul de ieșire al mecanismului s-a prezentat cu linie întreruptă $t_0abc$. Saltul negativ se execută la trecerea funcției de ieșire de la valoarea $s=h$ la $s=0$. Mecanismele care în mod ideal ar trebui să furnizeze o asemenea funcție de ieșire, au o largă întrebuințare în industria la construcția mașinilor unelte, mașinilor textile și a motoarelor cu ardere internă. Din motive care țin de dinamica mecanismelor, o asemenea funcție care implică variații, teoretic pînă la valori infinite, a caracteristicii de viteză, nu poate fi realizată ca atare. Pentru a îmbunătăți dinamica mecanismului, palierul inferior se racordează cu ajutorul unor legi de mișcare corespunzătoare la

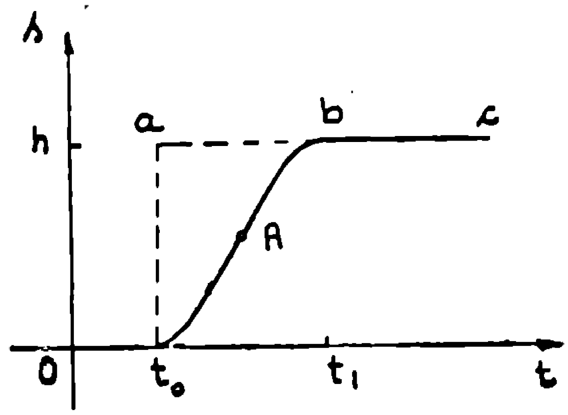


fig. 3.1

palierul superior. Funcţia reală are alura: $ot_0Abc$, prezentată în figură cu linie continuă. Saltul se realizează în intervalul de timp $\Delta t = t_1 - t_0$.

Performanţele legilor de mişcare şi a mecanismelor sintetizate corespunzător, se apreciază după lărgimea intervalului de timp $\Delta t$, interval căruia îi corespunde o aşa numită crenosecţiune reprezentată prin suprafaţa triunghiului curbiliniu $t_0ab$. Funcţiile utilizate în mod frecvent pentru racordare sînt: parabolică, sinusoidală, cosinusoidală sau o polinomială de ordin superior. Principalele caracteristici cinematice ale acestor legi de mişcare sînt date în literatura de specialitate /51, 53/. Se demonstrează că punctul de inflexiune A al curbei de racordare trebuie ales pe diagonala $t_0b$ a dreptunghiului $t_0abt_1$ /51/.

In mod uzual legea de mişcare se stabileşte pornind de la legea de variaţie a acceleraţiei. La trasarea diagramelor de viteză şi de acceleraţie se folosesc mărimile reduse ale acestora. Prin integrări succesive a funcţiei de acceleraţie se obţine legea de mişcare dorită. Aşa cum s-a arătat mai sus cele mai uzuale legi de variaţie a acceleraţiei sînt:

a) legea de mişcare parabolică cu acceleraţie uniformă:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = a \qquad \text{şi} \qquad s = \frac{a}{2}\varphi^2 + b\varphi + c$$

b) legea de mişcare cu variaţia cosinusoidală a acceleraţiei:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = C\cos(A\varphi + B)\ , \quad s = -\frac{C}{A^2}\cos(A\varphi + B) + C_1\varphi \quad C_2$$

c) legea de mişcare cu variaţia sinusoidală a acceleraţiei:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = C\sin(A\varphi + B)\ , \quad s = -\frac{C}{A^2}\sin(A\varphi + b) + C_1\varphi + C_2$$

d) legea de mişcare poliarmonică

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\pi^2 h}{2\varphi_1^2}\sum_{j=1}^{n}(-1)^{j-1}\cos\frac{j\pi}{\varphi_1}\varphi$$

$$s = \frac{h}{2}\sum_{j=1}^{n}(-1)^{j-1}\frac{1}{j^2}\left(1-\cos\frac{j\pi}{\varphi_1}\varphi\right)$$

c) legile de mişcare complexă cu variaţia acceleraţiei după o funcţie trapezoidală simplă sau trapezoidală racordată.

In principiu diferenţele între aceste legi de mişcare constau în prezenţa sau absenţa şocurilor dure sau moi, a gradului de netezire a funcţiei de mişcare şi a valorilor ale vitezei şi a acceleraţiei. Coeficienţii se determină punînd condiţiile limită la capetele intervalelor de ridicare respectiv coborîre.

Racordarea cu unele legi, cum sînt legile de mişcare trapezoidală simplă sau racordată, permite o rectificare a curbelor de viteză şi accelerație astfel încît să se obţină o poziţie convenabilă pentru valorile maxime ale acestora.

Rezultatele cele mai bune în această direcţie s-au obţinut prin folosirea legilor de racordare polinomială /53/. Forma generală a polinomului mişcării este următoarea:

$$y = C_p x^p + C_q x^q + C_r x^r + C_s x^s + \ldots\ldots \qquad (3.1)$$

Dacă se pune următoarea condiţie: $\frac{d^j y}{d x^j} = 0$ pt. $j = 0, 1, \ldots n$

rezultă: $C_j = 0$ pentru $j = 0, 1, \ldots n$

Dacă se pun următoarele condiţii:

$$x = 0 \,,\; y = 0 \,,\; y' = 0 \,,\; \ldots\ldots\; y^{(j)} = 0 \,,\; y^{(j+1)} \neq 0$$

$$\text{şi} \quad x = 1 \,,\; y = 1 \,,\; y' = 0 \,,\; \ldots\ldots\; y^{(j)} = 0 \qquad (3.2)$$

rezultă următoarea formă pentru polinomul de mişcare:

$$y = \sum_{k=j+1}^{2j+1} C_k x^k$$

Utilizarea funcţiilor polinomiale de racordare permite exercitarea unui control local riguros a legii de mişcare. Studiul acestora în vederea alegerii unei variante optime se poate face pe calc analitică utilizînd tehnica de calcul. Pentru determinarea coeficienţilor $C_k$ ai polinomului, s-au stabilit expresii analitice general valabile /53/. Formulele pentru calcularea coeficienţilor se determină plecînd de la expresia generală a polinomului şi de la condiţiile limită. Se obţine astfel un sistem de ecuaţii generalizate sub forma:

$$\begin{cases} C_p + C_q + C_r + C_s = 1 \\ pC_p + qC_q + rC_r + sC_s = 0 \\ p(p-1)C_p + q(q-1)C_q + r(r-1)C_r + s(s-1)C_s = 0 \end{cases} \qquad (3.3)$$

de unde rezultă coeficienții:

$$C_p = \frac{qrs}{(q-p)(r-p)(s-p)\ldots\ldots}$$

$$C_q = \frac{prs}{(p-q)(r-q)(s-q)\ldots\ldots}$$

$$C_r = \frac{pqs}{(p-r)(q-r)(s-r)\ldots} \qquad (3.4)$$

$$C_s = \frac{pqr}{(p-s)(q-s)(r-s)\ldots\ldots}$$

Pentru mecanismele care în faza de ridicare sau de coborîre realizează funcția de ieșire necesară, problema stabilirii unei legi de mișcare corespunzătoare este mai dificilă deoarece se impune racordarea acestei funcții la palierul inferior și superior al mișcării.

## 3.2 Criterii și procedee pentru determinarea gabaritului camelor

Parametrul geometric care stă la baza procedeelor pentru determinarea gabaritului minim al camelor este unghiul de presiune. La mecanismele cu camă, unghiul de presiune se definește prin unghiul care se formează între normala în punctul de contact și direcția de deplasare a tachetului. In figura 3.2 a și b s-au prezentat situațiile a două mecanisme, cu camă, primul cu tachet în mișcare de translație, al doilea cu tachet oscilant. In ambele cazuri dreptele Bd fiind direcțiile de mișcare a tachetului, s-a notat cu $\delta$ unghiul de presiune și cu $\tau = 90^\circ - \delta$

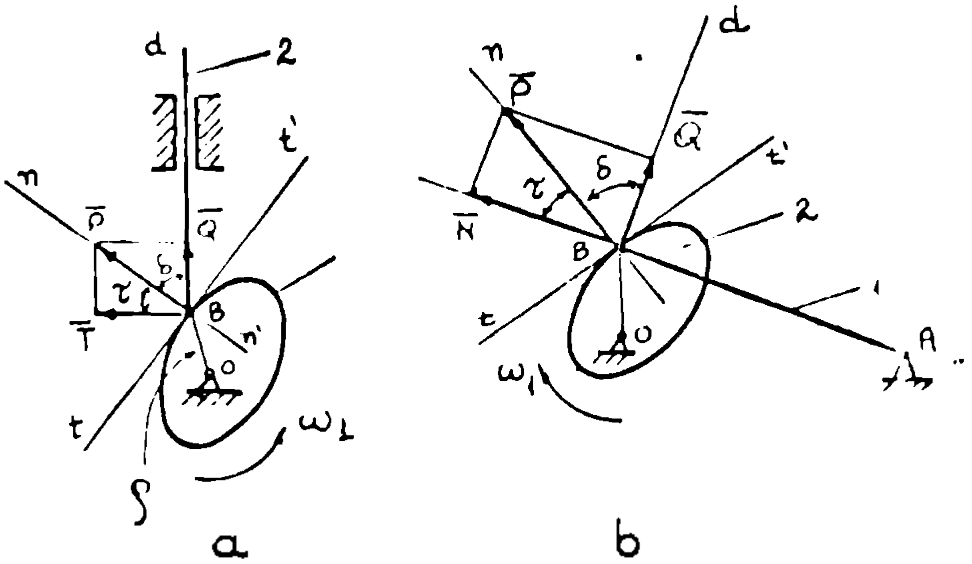


fig. 3.2

unghiul de transmitere. Reacţiunea P dintre camă şi tachet se poate descompune în două componente:

- componenta utilă Q orientată pe direcţia de deplasare a tachetului,
- componenta tangenţială T, sau normală N, care solicită tachetul.

Din punct de vedere al mecanismului este necesar ca unghiul de presiune $\delta$ să fie cît mai mic şi deci componenta utilă a forţei să fie maximă. Acest deziderat impune utilizarea unor came cu gabarit mare. Mărind unghiul de presiune pentru a micşora gabaritul camei şi renunţînd astfel la funcţionarea mecanismului cu un randament optim, limita unghiului este dată de un gabarit minim la care apare fenomenul de autoblocare.

Valoarea unghiului de presiune se poate alege între două limite: limita minimă dictată de gabaritul maxim admis pentru camă şi limita maximă necesară pentru evitarea autoblocării.

Stabilirea unor formule de legătură între unghiul de presiune şi parametrii geometrici şi cinematici ai mecanismului /36, 38, 51, 52/,

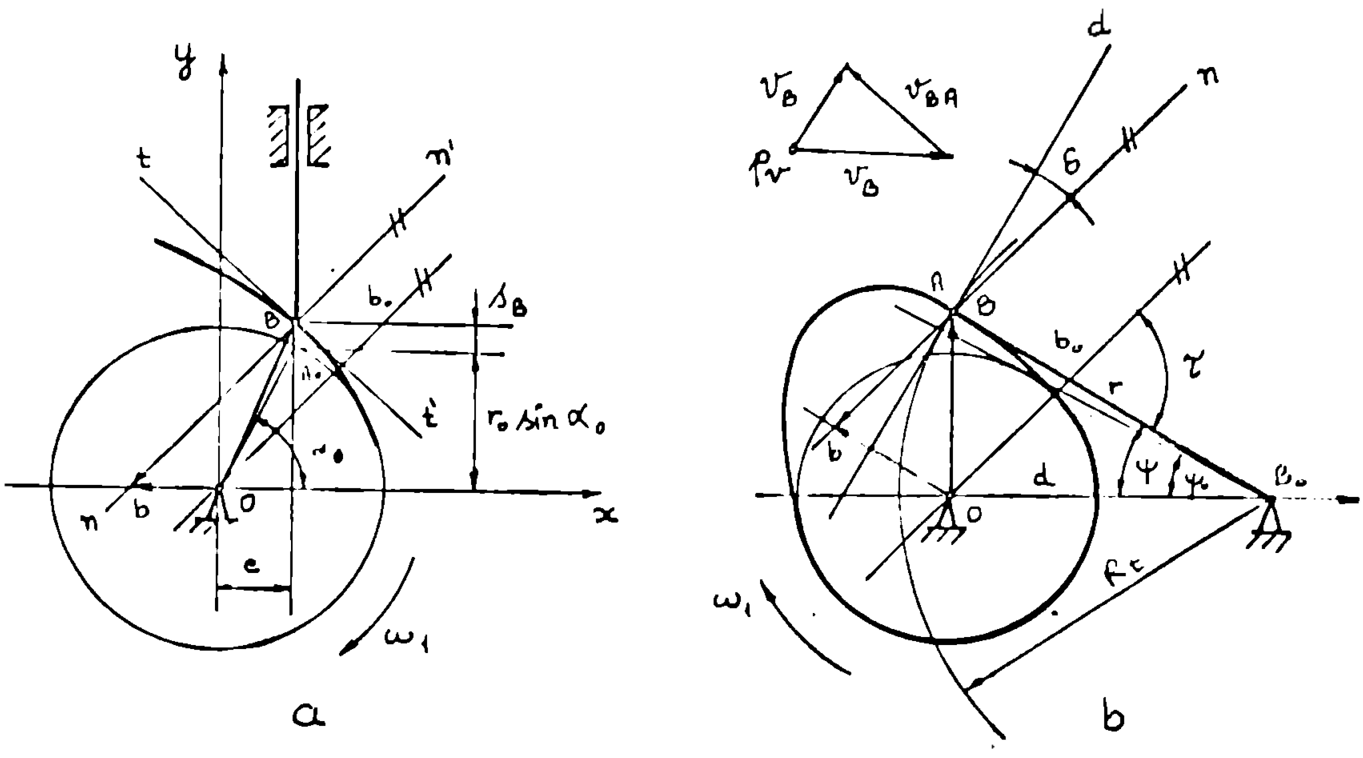



fig. 3.3

permit calcularea acestui unghi pentru diferite poziţii ale mecanismului, precum şi determinarea grafică sau analitică a gabaritului minim al camelor.

In fig. 3.3 se prezintă elementele necesare determinării unghiului de presiune. Pentru tachetul în mişcare de translaţie rezultă următoarea formulă:

$$tg\,\delta = \frac{\frac{v_B}{\omega_1} \pm e}{s_B + r_0 \sin\alpha_0}\,, \qquad (3.5)$$

iar pentru tachetul oscilant se obţine:

$$tg\,\delta = \frac{\frac{v_B}{\omega_1} \pm (d\cdot\cos\psi - R_t)}{d\cdot\sin\psi} \qquad (3.6)$$

unde $R_t = B_0B$ lungimea tachetului
$d = OB_0$ distanţa între articulaţii .

Se remarcă că în ambele situaţii este valabilă următoarea observaţie: dacă poligonul vitezelor reduse se construieşte la scara spaţiului cu polul în punctul B şi rabătut cu $90^0$ în direcţia de rotire a camei, se obţine un punct $b_0$ ca şi vîrf al vectorului vitezei reduse $v_B/\omega_1$ şi o dreaptă paralelă cu normala nn' dusă prin $b_0$ trece prin articulaţia O a camei.

Această observaţie permite stabilirea unei zone unde se poate plasa punctul O. Procedeul grafic este prezentat detaliat în lucrările enumerate. La proiectarea curentă a mecanismelor cu came se recomandă pentru unghiul de presiune valoarea $\delta = 45^0$.

Fiind determinată raza cercului de bază, notată cu $r_0$ se poate stabili raza rolei tachetului cu formula: $R_r = (0{,}4 \div 0{,}5)r_0$ (3.7)

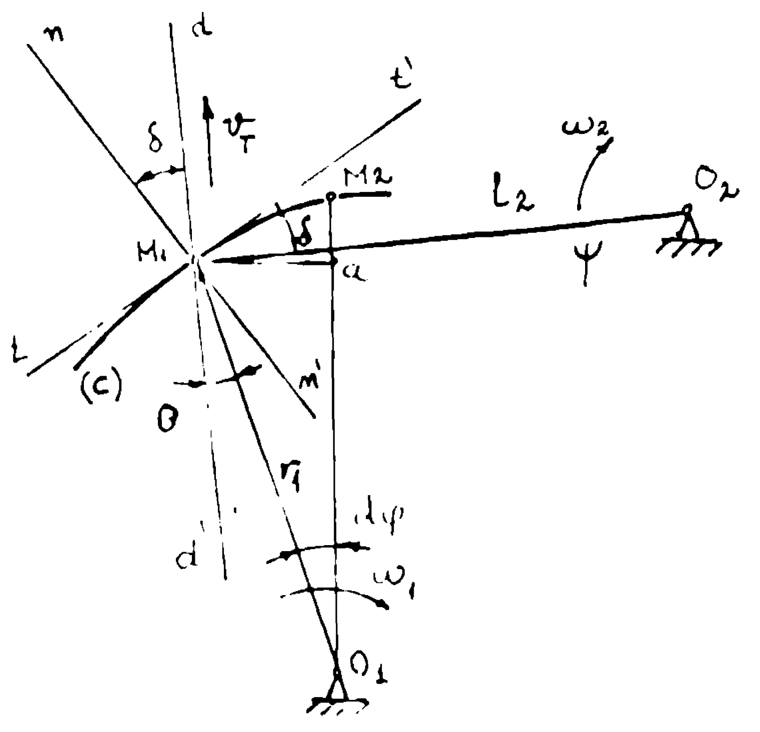



fig. 3.4

Determinarea razei cercului de bază se face şi pe cale analitică atunci cînd se cunoaşte viteza unghiulară maximă a tachetului /39/. In fig.3.4 se prezintă parţial un mecanism camă cu tachet oscilant. La momentul iniţial considerat, punctul caracteristic al mecanismului se găseşte în poziţia $M_1$. Unghiul de presiune format de normala nn' cu direcţia dd' de mişcare, se notează cu δ. Cu θ notăm unghiul format de direcţia dd' cu raza $r_1 = O_1M_1$ a camei. Considerînd o rotire infinit mică a camei cu unghiul $d\varphi$, punctul caracteristic se deplasează în $M_2$. Se duce segmentul de dreaptă $M_1a \perp O_1M_2$ şi considerăm triunghiul curbiliniu $M_1aM_2$ ca şi un triunghi dreptunghic oarecare. Deoarece avem $dd' \perp M_1O_2$ se pot scrie următoarele relaţii:

$$tg(\delta \pm \theta) = \frac{dr}{r_1 \cdot d\varphi} \tag{3.8}$$

unde $dr = r_2 - r_1$ se poate scrie şi sub forma următoare:

$dr = l_2 \cdot d\psi$

unde s-a notat lungimea tachetului cu $l_2$, iar unghiul lui de rotire cu $d\psi$ şi deci:

$$tg(\delta \pm \theta) = \frac{l_2}{r_1} \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} \tag{3.9}$$

In ultima formulă înlocuim raza $r_1$ cu valoarea: $r_1 = R_b + \Delta r(t)$,

unde: $R_b$ este raza cercului de bază

$\Delta r(t)$ este variaţia distanţei de la punctul caracteristic la axa camei, mărime care se află din legea de mişcare a tachetului.

Rezultă:

$$tg(\delta \pm \theta) = \frac{l_2}{R_b + \Delta r(t)} \cdot \frac{\omega_2(t)}{\omega_1} \tag{3.10}$$

şi obţinem:

$$R_b = \frac{l_2}{tg(\delta \pm \theta)} \cdot \frac{\omega_2(t)}{\omega_1} - \Delta r(t) \tag{3.11}$$

In expresiile de mai sus se consideră că viteza unghiulară a camei este constantă.

Dacă se consideră că mecanismul are tachetul în mişcare de translaţie după direcţia dd' cu viteza $v_t(t)$, raza cercului de bază pentru acest mecanism se determină cu o formulă similară:

$$R_b = \frac{1}{tg(\delta \pm \theta)} \cdot \frac{v_T(t)}{\omega_1} - \Delta r(t) \tag{3.12}$$

Pentru calcularea efectivă a razei cercului de bază, se determină raportul maxim $\omega_2(t)/\omega_1$ respectiv $v_T(t)/\omega_1$, valoarea unghiului $\theta$ şi a deplasării $\Delta r(t)$. Pentru unghiul de presiune se alege valoarea maximă admisă.

### 3.3 Principii de sinteză dinamică a mecanismelor cu came

Executarea camelor prin materializarea directă a funcţiei de ieşire dorită, este un procedeu care nu corespunde pentru mecanismele care funcţionează la viteze ridicate. In acest caz trebuiesc luaţi în considerare o serie de parametrii cum sînt: forţele de inerţie, elasticitatea elementelor componente, forma constructivă, jocurile tehnologice, forţa de închidere a cuplei superioare, etc. Cu ajutorul acestor parametrii se realizează un model dinamic care poate descrie cît mai fidel modul de funcţionare al mecanismului real.

Din punct de vedere al rigidităţii, mecanismele cu came se pot împărţi în două categorii / 1o6 /:

a) sisteme semirigide care prezintă deformaţii relativ mici a pieselor componente şi mase mărite corespunzător;
b) sisteme flexibile, care prin deformaţii mari ale elementelor stochează energie potenţială ce poate fi eliberată rapid .

Cercetările din domeniul sintezei mecanismelor cu came care lucrează la viteze mari, au dus la crearea unor modele mecanice şi matematice complexe: /6o, 7o, 71, 93, 98, 1o6 /. Un asemenea model /71/ pentru realizarea căruia s-au luat în considerare vibraţiile transversale, interacţiunea dintre mecanism şi agregatul de antrenare, frecarea în cupla superioară şi vibraţiile torsionale, descrie mecanismul de distribuţie al unui motor cu ardere internă, cu ajutorul a 2o de parametrii. Acest model generalizat se poate particulariza şi pentru cazuri mai simple. In lucrare se propun două criterii de bază pentru aprecierea comportării mecanismelor la viteze ridicate:

- asigurarea continuităţii mişcării,
- limitarea încărcărilor în cuplele superioare.

Utilizarea în practică a acestei modelări este dificilă din punct de vedere al instrumentului matematic complex pe care îl necesită .

Cu toate că ipotezele simplificatoare pe care le presupune,îl îndepărtează de situaţia reală considerată, modelul monomasic, cu un singur grad de libertate, se dovedește a fi un instrument eficace în studiul mecanismelor cu came / 53, 97, 99, 1o6 /. In fig.3.5 se prezintă un model dinamic cu un singur grad de libertate / 6o /. Se consideră masa mecanismului concentrată la nivelul tachetului și se neglijază masa resortului de închidere. In figură se prezintă și diagrama de echilibru a forțelor care acționează asupra tachetului. Semnificația notațiilor este următoarea:

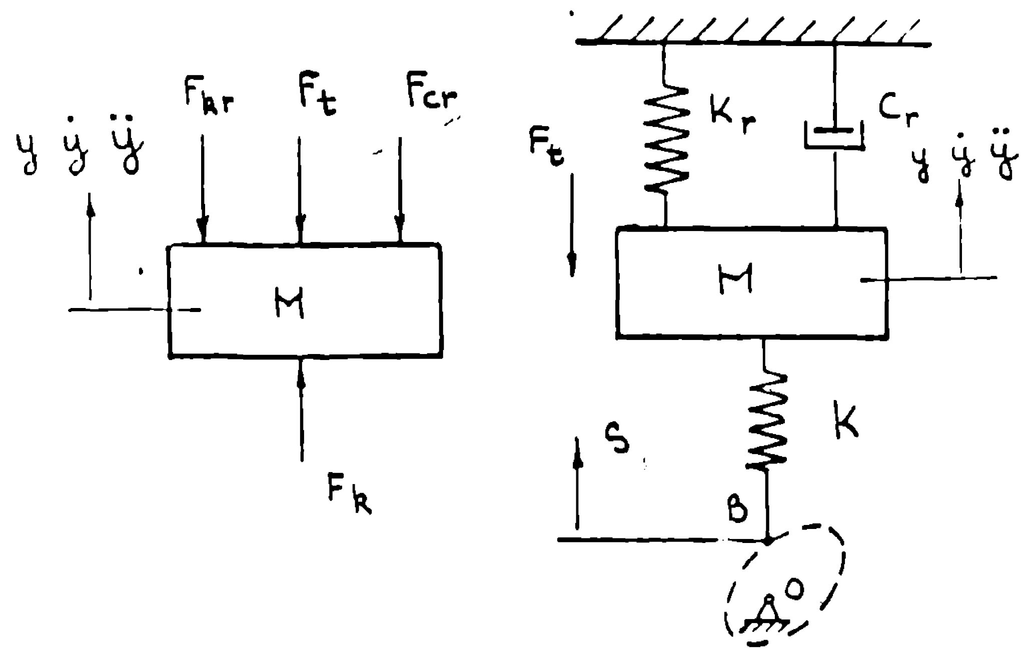



fig. 3.5

| | |
|---|---|
| $F_t$ | forța tehnologică |
| $K_r$ | constanta elastică a arcului |
| M | masa echivalentă |
| $C_r$ | coeficient de pierderi vîscoase |
| K | constanta elastică echivalentă a sistemului |
| S | funcția modelată pe camă |

Forțele elastice se calculează ținînd cont de forța de preîncărcare P, iar forța datorată frecărilor vîscoase se consideră proporțională cu viteza și au următoarele expresii:

$$F_k = K ( S - y ) + P$$
$$F_{kr} = K_r y + P \qquad ( 3.13 )$$
$$F_{cr} = C_r \frac{dy}{dt}$$

In formulele de mai sus s-a notat cu y funcția care trebuie realizată la ieșirea mecanismului. Forța tehnologică $F_t$ prezintă variații specifice și din acest motiv se elimină din calculele ulterioare. Ecuația de echilibru dinamic este:

$$M \frac{d^2y}{dt^2} = F_k - F_{kr} - F_{cr} \qquad ( 3.14 )$$

Făcînd înlocuirile și aranjînd termenii se obține ecuația canonică a mișcării:

$$S = \frac{M\, d^2y}{K\, dt^2} + \frac{C_r\, dy}{K\, dt} + \frac{K + K_r}{K}\, y \qquad (3.15)$$

Problema de sinteză care se pune este de a obţine pentru o funcţie y(t) cerută la ieşirea mecanismului, funcţia de intrare S(t) care urmează să fie materializată prin profilul camei.

In continuare ecuaţia de mişcare se scrie sub forma de mai jos:

$$S = u_m \cdot y'' + u_c \cdot y' + u_k \cdot y \qquad (3.16)$$

unde pentru coeficienţii $u_m$, $u_c$, $u_k$ se indică următoarele valori:

- coeficientul de masă $u_m = 10^{-6}$ pentru viteze joase unde $S = y$;
  $u_m = 10^{-4}$ pt. viteze medii;
  $u_m = 10^{-2}$ pt. viteze înalte;
- coeficient de viscozitate $u_c \simeq 0$;
- coeficient de elasticitate $u_k \simeq 1$ deoarece $K_r \ll K$

In ecuaţia de mai sus cu y' şi y'' s-a notat viteza redusă respectiv accelerația redusă, iar coeficienţii pentru care s-au dat valorile de mai sus au următoarea formă:

$$u_m = \frac{M}{K}\omega_d^2 \quad ; \quad u_c = \frac{C_r}{K}\omega_d \quad ; \quad u_k = \frac{K + K_r}{K} \qquad (3.17)$$

Practic se tinde la reducerea coeficientului $u_m$ prin micşorarea masei M şi prin mărirea rigidităţii K.

In lucrare se analizează modificarea funcţiei de ieşire când sistemul lucrează la altă viteză unghiulară decît cea de proiectare. Dacă se notează cu x funcţia de ieşire pentru viteza unghiulară $\omega$, cu y funcţia de ieşire pentru viteza proiectată şi cu $d = y - x$, se obţine următoarea ecuaţie:

$$d'' + \frac{C_r}{M\omega}d' + \frac{K + K_r}{M\omega^2}\, d = \left[1 - (\omega_d/\omega)^2\right] \cdot y'' + \frac{C_r}{M\omega} \cdot \left[1 - (\omega_d/\omega)\right] y' \qquad (3.18)$$

Soluţia omogenă a ecuaţiei are expresia:

$$d_h = e^{\alpha\theta}\left[A\cos(\beta\theta) + B\sin(\beta\theta)\right] \,, \qquad (3.19)$$

iar soluţia particulară are forma unui polinom:

$$d_p = a_0 + a_1 \cdot \theta + \ldots + a_{t-1} \cdot \theta^{t-1}$$

Coeficienţii soluţiei generale obţinută prin suma $d = d_h + d_p$ se calculează prin metoda coeficienţilor nedeterminaţi.

In fig. 3.6 se prezintă diagrama de variaţie a diferenţei $d$ în funcţie de raportul $\omega / \omega_d$. In lucrare se recomandă o serie de reguli principale pentru sinteza mecanismelor cu came şi se indică succesiunea principalelor operaţiuni de proiectare. Dacă coeficienţii (3.17) se introduc în ecuaţia (3.16) se poate determina formula forţei care acţionează la suprafaţa camei.

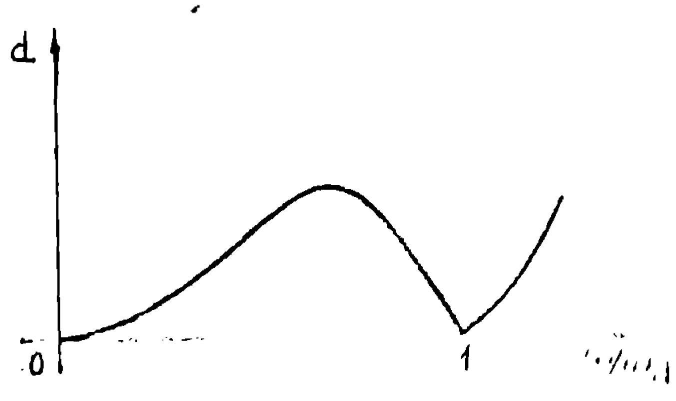



fig. 3.6

$$F_s = K(S - y) + P = M\omega_d^2 \, y'' + C_r \cdot \omega_d \cdot y' + K_r \cdot y + P \qquad (3.20)$$

Alura de variaţie a acestei forţe dă indicaţii asupra solicitărilor de contact între camă şi tachet.

Pentru mecanismele care au mai multe elemente în lanţul cinematic, o aproximare mai convenabilă se realizează cu ajutorul unui model care are două grade de libertate. In lucrările care abordează acest model /98, 106 / se consideră masele elementelor concentrate în $M_1$ şi $M_2$ aşa cum se indică în fig.3.7 unde s-au făcut următoarele notaţii:

$K_{r1}$ şi $K_{r2}$ constanta elastică a arcului,

$K_1$ şi $K_2$ constanta elastică a elementelor,

$C_{r1}$ şi $C_{r2}$ constante de amortizare vîscoasă ,

$y_1$ şi $y_2$ deplasarea maselor .

Expresiile forţelor din diagrama de echilibru sînt următoarele:

$$F_{k1} = K_1 (y_2 - y_1) + P_1 , \qquad F_{k2} = K_2 (S - y_2) + P_1 + P_2 ,$$

$$F_{kr1} = K_{r1} \, y_1 + P_1 , \qquad F_{kr2} = K_{r2} \, y_2 + P_2 ,$$

$$F_{cr1} = C_{r1} \frac{d\,y_1}{dt} , \qquad F_{cr2} = C_{r2} \frac{d\,y_2}{dt} .$$

Cu $P_1$ şi $P_2$ s-au notat forţele de pretensionare

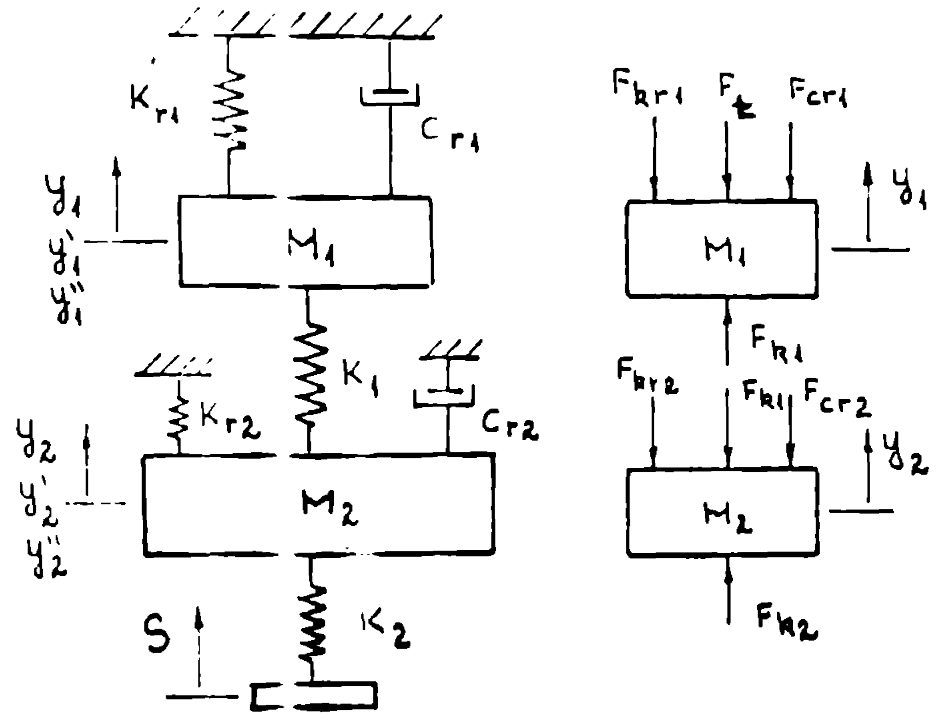



fig. 3.7

Cu $F_t$ s-a notat forța tehnologică.

Se dau mai jos ecuațiile de echilibru pentru forțele care acționează asupra celor două mase.

$$M_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F_{k1} + F_{kr1} + F_{cr1} - F_t \qquad (3.21)$$

$$M_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = F_{k2} - F_{kr2} - F_{cr2} - F_{k1} \qquad (3.22)$$

Din ecuațiile de mai sus rezultă legea de mișcare:

$$y_2 = \frac{M_1}{K_1}\omega_d^2 y_1'' + \frac{C_{r1}}{K_1}\omega_d y_1' + \frac{K_1+K_{r1}}{K_1} y_1 + \frac{F_t}{K_1} \qquad (3.23)$$

Prin derivări succesive se obține:

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} = K_2(S-y_2) + P_1+P_2-K_1(y_2-y_1)-P_1-K_{r2}y_2-P_2-C_{r2}\frac{dy_2}{dt} \qquad (3.24)$$

Din ecuația de mai sus rezultă profilul camei:

$$S = \frac{M_2}{K_2}\omega_d^2 y_2'' + \frac{C_{r2}}{K_2}\omega_d y_2' + \frac{K_1+K_2+K_{r2}}{K_2} y_2 - \frac{K_1}{K_2} y_1 \qquad (3.25)$$

Funcția S depinde de derivata a doua a deplasării, iar funcționarea fără șocuri a sistemului se asigură în condițiile în care această deplasare prezintă un grad cît mai mare de continuitate.

Funcția care definește profilul camei se obține prin integrarea ecuației diferențiale a mișcării. Una dintre cele mai utilizate tehmici de integrare este cea datorată lui Johnson, prin metoda diferențelor finite / 97 /. Dacă se presupune că deplasarea de comandă $y_0$ dată de camă este la un moment dat mai mare decît deplasarea $x_0$ a tachetului, atunci folosind trei puncte succesive 1, 0, 2 așa cum se vede în fig.3.8, se pot scrie ecuațiile mișcării:

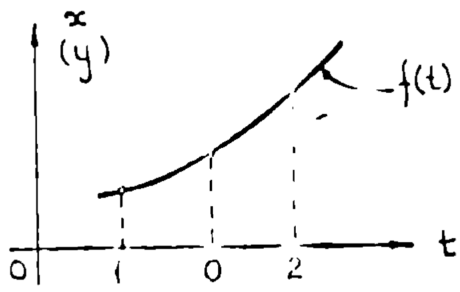



fig. 3.8

$$m\ddot{x}_0 = k_2 ( y_0 - x_0 ) \tag{3.26}$$

unde: $\ddot{x}_0 = (\omega/ \Delta\theta )^2 (x_1+x_2-2x_0)$ (3.27)

Inlocuind, rezultă ecuația de mișcare sub forma de mai jos:

$$m( \omega /\Delta\theta)^2( x_1+x_2+2x_0) = k_2 ( y_0-x_0 ) \tag{3.28}$$

Din ecuația de mai sus rezultă valoarea lui $x_2$ :

$$x_2 = \frac{k_2( y_0-x_0 )}{m( \omega /\Delta\theta)^2} + 2x_0 - x_1 \tag{3.29}$$

Pentru începutul fazei de ridicare unde deplasările $x_0$ și $x_1$ pot fi cunoscute, se poate determina $x_2$ și formula de mai sus se constituie ca și o formulă de recurență pentru determinarea funcției de răspuns a tachetului, atunci cînd funcția de intrare este dată.

Pentru a determina profilul camei se pune problema inversă și anume: cunoscînd funcția de ieșire impusă să se determine funcția de intrare care trebuie materializată pe camă.

In acest scop din ecuația ( 3.29 ) se determină valoarea lui $y_0$:

$$y_0 = x_0 + \frac{m}{k_2} ( \omega/ \Delta\theta)^2( x_1+x_2-2x_0 ) \tag{3.30}$$

Se cunoaște că : $y = y_0( k_1 + k_2 ) / k_2$ ,

și înlocuind rezultă ecuația de recurență pentru determinarea funcției de intrare:

$$y = \frac{k_1+k_2}{k_2} \left[x_0 + \frac{m}{k_2}( \omega /\Delta\theta )^2( x_1+x_2-2x_0)\right] \tag{3.31}$$

Pentru valori $\Delta\theta$ foarte mici se obțin funcții de intrare corespunzătoare din punct de vedere cinematic și dinamic.

O metodă mai precisă pentru sinteza profilului camei, avînd prencriind funcţia de variaţie a acceleraţiei, este metoda integralelor finite, pusă la punct de Chen F. Y. /13 /. Utilizarea metodei integralelor finite la rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale, presupune tratarea acestor ecuaţii ca nişte ecuaţii integrale. In acest scop ecuaţia de integrat se împarte într-o serie de ecuaţii algebrice, cîte o ecuaţie pentru fiecare punct al curbei şi care aproximează cît mai bine ecuaţia de integrat în imediata vecinătate a acestui punct. Cu ajutorul unor matrici de integrare special formate, soluţia ecuaţiei diferenţiale se reduce la rezolvarea unei ecuaţii matriceale cu respectarea unor condiţii de limită. Ecuaţia obţinută se poate rezolva uşor prin metode numerice. Se presupune că în fig. 3.9 s-a reprezentat funcţia f(x) care reprezintă variaţia acceleraţiei cu un grad de netezire dorit. Graficul funcţiei se împarte în părţi egale de lăţime h prin punctele $x_i$ . Aproximarea funcţiei pentru un interval de integrare $x_i - x_{i-1}$ , se face cu ajutorul unui polinom de interpolare corespunzător p(x), prezentat cu linie întreruptă. In acest scop se pot folosi dezvoltări în serie Taylor a funcţiei în punctele de divizare, sau cu ajutorul formulei de integrare prin interpolare a lui Newton. Pentru primi trei sau patru termeni din dezvoltarea serie, valoarea integralei se poate determina cu ajutorul următoarelor formule:

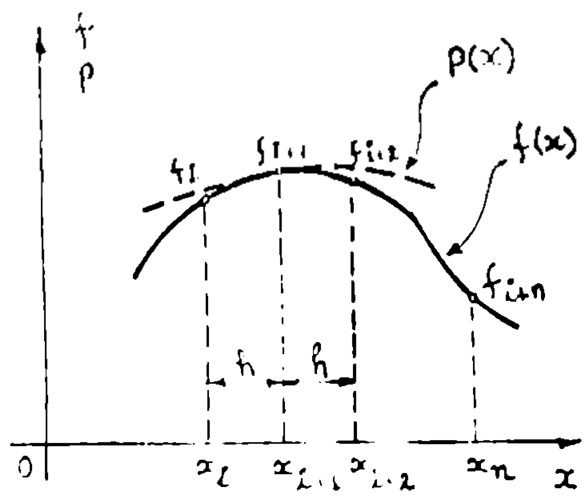



fig. 3.9

$$I_{13} = \frac{h}{1} \cdot ( 5f_i+8f_{i+1}-f_{i+2} ) + \frac{h^4}{24} f^{(3)}(\xi) \qquad (3.32)$$

unde $\xi \in ( x_i , x_{i+2} )$

$$I_{14} = \frac{h}{24} ( 9f_i+19f_{i+1} -5f_{i+2}+ f_{i+3} )- \frac{19}{720} h^5 f^{(4)}(\xi) \qquad (3.33)$$

unde $\xi \in ( x_i , x_{i+3} )$

Integrarea pe o lăţime de două intervale se poate realiza şi cu ajutorul formulei de integrare a lui Simpson:

$$I_{23} = \frac{h}{12}( 4f_{i+1} + 16f_{i+1} + 4f_{i+2} ) - \frac{h^5}{90} f^{(4)}(\xi) \qquad (3.34)$$

avînd $\xi \in ( x_i , x_{i+2} )$

Dacă se utilizează o funcție polinomială cubică pentru aproximarea funcției, integrala se determină cu formula:

$$I_{14}= \frac{h}{24} ( - f_{i-1} + 13f_i + 13f_{i+1} - f_{i+2} ) + \frac{11}{720} h^5 f^{(4)}(\xi) \qquad (3.35)$$

pentru $\xi \in ( x_{i-1} , x_{i+2} )$

Cu ajutorul acestor formule de interpolare și integrare succesivă a funcției de integrat se asamblează o ecuație matriceală de forma:

$$\{\Delta A\} = [M]\cdot\{f\} \qquad (3.36)$$

Termenii formulei de mai sus au următoarea semnificație:

$$\{\Delta A\}= | \Delta A_o, \Delta A_1, \Delta A_2, \ldots\ldots\ldots \Delta A_n |^T \qquad (3.37)$$

este vectorul coloană transpus al integralelor parțiale de forma:

$$\Delta A_i = \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(\xi)\, d\xi \quad i \in ( o, 1, 2, \ldots. n ) \qquad (3.38)$$

unde $\{f\} = | f_o, f_1, f_2, \ldots.. f_n |^T$

este vectorul coloană transpus al valorilor funcției de integrat în punctele de divizare.

Matricea $[M]$ este o matrice pătrată de grad (n+1), termenii ei fiind funcție de formulele de interpolare utilizate.

In cazuri în care funcția de integrat prezintă salturi pentru anumite momente, integrarea se face pe zone , astfel încît funcția să fie continuă pe intervalul respectiv.

In unele situații funcția de variație a accelerației este impusă de condițiile tehnologice de funcționare a mecanismului și este necesară verificarea modului în care funcția de ieșire a tachetului corespunde din punct de vedere dinamic. O metodă eficace pentru determinarea funcției de răspuns a tachetului este cea a planului fazelor. Prin această metodă grafo-analitică, admițînd anumite criterii pentru desprinderea tachetului de camă, se pun în evidență condițiile și poziția în care este posibilă apariția unor desprinderi /9[illegible]/.

Studiul comportării mecanismului prin metoda planului fazelor se bazează pe raportul dintre pulsația proprie a mecanismului și viteza unghiulară a camei.

Modolul matematic al mecanismului de studiat face parte din categoria modelelor cu un grad de libertate, la care se neglijază efectul amortizării prin frecare uscată sau vîscoasă. In lucrare / 97 / se enumeră principalele motive care duc la apariţia desprinderilor:

- viteze mari de funcţionare,
- valori scăzute pentru coeficientul de amortizare,
- existenţa unor elemente flexibile în structura mecanismului

şi se menţionează o condiţie stabilită de Rothbart, astfel încît desprinderea tachetului să fie evitată. Pentru îndeplinirea acestui deziderat este necesar ca ultimele două cicluri complete ale vibraţiei să aibă loc în timpul acceleraţiei pozitive a mişcării. Dacă în timpul acestei perioade există un număr mai mic de cicluri, este necesară investigarea matematică a sistemului pentru a determina dacă apar sau nu desprinderi. Condiţia se exprimă cu ajutorul inecuaţiei:

$$\frac{\beta_1 \cdot K}{360} \geq 2$$

unde : $\beta_1$ unghiul perioadei de acceleraţie pozitivă

$K = \omega_n / \omega$ raportul dintre pulsaţia proprie şi viteza unghiulară

Precomprimarea arcului care închide cupla superioară camă-tachet are un rol important în evitarea apariţiei acestui fenomen dăunător, care pe lîngă faptul că produce erori în funcţia de ieşire a mecanismului, este şi cauza generării unor zgomote şi vibraţii care duc la uzura prematură a acestuia.

Si în alte lucrări de specialitate /53, 71, 97 / se accentuează asupra faptului că în timpul funcţionării mecanismului în anumite condiţii, pot apărea desprinderi ale tachetului de camă, desprinderi care afectează precizia funcţiei de ieşire a sistemului. Pentru studierea analitică a fenomenului se propune un criteriu de desprindere / 97 /, dar nu se fac precizări în legătură cu modul în care se stabileşte acest criteriu.

Fenomenul ruperii contactului camă-tachet implică pe de altă parte o schimbare importantă în regimul energetic de funcţionare a sistemului, desprinderile relevînd faptul că transferul energetic între elementele componente ale mecanismului nu se mai poate corela cu cinematica acestuia.

Modelul matematic cu un singur grad de libertate poate fi adaptat astfel încît să permită studierea mecanismului camă-tachet în regim dinamic, în condiții cît mai apropiate de problema specifică a mecanismului de perforare din componența perforatoarelor rapide de cartele.

In cuprinsul capitolului 6 al acestei lucrări se propune un model adecvat și se stabilesc criterii pentru aprecierea condițiilor în care apar desprinderi ale contactului camă - tachet.

## 3.4 Sinteza mecanismelor generatoare de funcțiuni cu palier de viteză constantă

Studierea lucrărilor de specialitate în domeniul mecanismelor cu came, relevă faptul că aceste probleme se rezolvă la un nivel ce implică un anumit grad de generalizare. Acest mod de tratare este firesc, avînd în vedere că prin particularizarea procedeelor și a soluțiilor obținute, acestea pot fi aplicate la analiza și sinteza concretă a mecanismelor care realizează anumite funcțiuni.

Proiectarea unor mecanisme care generează o anumită funcție la ieșire implică și rezolvarea unor probleme specifice acestor funcții și a mecanismelor care le realizează.

Mecanismele generatoare de funcțiuni care au zone de mișcare cu viteză constantă, deci zone în care spațiul se prezintă ca o funcție liniară de timp, sînt tratate în unele lucrări de specialitate / 51, 53 /, unde problemele abordate și rezolvate constituie elemente foarte utile la proiectarea unor mecanisme cu destinație concretă. In lucrarea /53 / după ce se analizează legile de mișcare parabolică, cosinusoidală și sinusoidală se utilizează aceste legi la racordarea funcției de mișcare liniară la palierele inferior și superior. In cazul racordării cosinusoidale, așa cum se prezintă în fig. 3.10 , se determină accelerația maximă a tachetului

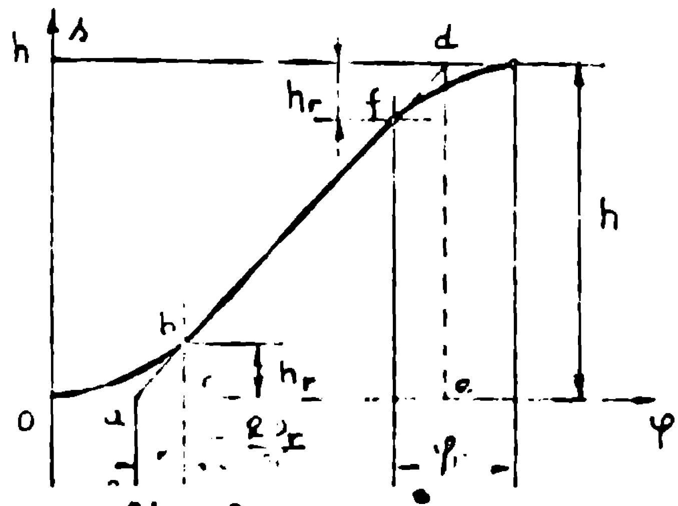


fig. 3.10

moţie de un hiul de racordare / 53 /. Din asemănarea triunghiurilor abc ~ Δ ade rezultă următoarea relaţie:

$$\frac{h_r}{h} = \frac{ac}{ae} \quad \text{şi deci} \quad \frac{h_r}{h} = \frac{2\varphi_r/\pi}{\varphi_1 - 2(\varphi_r - 2\varphi_r/\pi)}$$

i se calculează : $$h_r = \frac{2\,h\,\varphi_r}{\pi\left[\varphi_1 - 2\varphi_r(\pi-2)/\pi\right]}$$

u ajutorul acestor relaţii se obţine valoarea maximă a acceleraţiei :

$$a_{max} = \frac{\pi h\,\omega_1^2}{2\left[\varphi_1 - \frac{2(\pi-2)}{\pi}\varphi_r\right]\varphi_r} \qquad (3.$$

Din expresia de mai sus se obţine o ecuaţie de forma $f(\varphi_r, a_{max}) = 0$ de unde se determină $\varphi_r$ funcţie de $a_{max}$ impus:

$$\varphi_r^2 - \frac{\pi\cdot\varphi_1}{2(\pi-2)}\varphi_r + \frac{\pi^2\,h\,\omega_1^2}{4(\pi-2)\,a_{max}} = 0 \qquad (3.40)$$

Soluţia ecuaţiei este următoarea :

$$\varphi_r = \frac{\pi}{2(\pi-2)}\left[\frac{\varphi_1}{2} - \sqrt{\frac{\varphi_1^2}{4} - \frac{(\pi-2)\,h\,\omega_1^2}{a_{max}}}\right] \qquad (3.\ldots)$$

Se procedează similar şi pentru profilul sinusoidal.

In lucrare se dau metode grafo-analitice pentru proiectarea mecanismelor cu came, metode care permit determinarea profilului camei, a razei de curbură şi a diametrului rolei.

In lucrarea / 51 / se dau relaţii analitice pentru aceste legi de mişcare. Constantele funcţiilor se determină din condiţiile iniţiale, iar prin egalizarea pantelor curbelor de racord cu panta porţiunii liniare se obţine diametrul cercului ajutător pentru construirea grafică a funcţiei.

Problemele tratate în aceste lucrări constituie repere pentru lucrarea de faţă, în cadrul căreia se analizează şi probleme legate de cinematica şi geometria mişcării liniare.

## 3. Concluzii

Prin studierea lucrărilor de specialitate se relevă o serie de probleme pe care le ridică sinteza mecanismelor cu came. O parte din aceste probleme sînt analizate mai jos:

### a) Sinteza profilului camei

Sinteza profilului camei şi deci a funcţiei de intrare, ridică probleme specifice, corespunzătoare fiecărei zone de lucru a mecanismului. Indiferent dacă funcţia realizată de mecanism este funcţie de tip treaptă, sau dacă ascensiunea se realizează între palierele inferior şi cel superior, aşa cum este cazul la funcţiile cu zonă de viteză constantă, geometria profilului din zona de racordare nu interesează ca atare ci doar în măsura în care asigură caracteristicile dinamice solicitate. Condiţiile limită impuse la capetele zonei de racordare şi valorile maxime impuse pentru funcţiile de viteză şi acceleraţie, precum şi pozițiile acestor valori sînt elemente care impun modul de rezolvare a problemei.

Se constată existenţa a două procedee principale de sinteză a funcţiei de intrare:

- pentru găsirea funcţiei optime se pleacă de la nişte funcţii cunoscute şi se stabileşte care din aceste funcţii îndeplineşte cel mai bine condiţiile impuse. Acest procedeu se poate denumi în mod convenţional ca şi un procedeu deductiv de sinteză a profilului funcţiei de intrare;

- în al doilea caz se porneşte de la o funcţie de acceleraţie impusă, sau de la o anumită lege de mişcare impusă la ieşirea sistemului, lege stabilită pe baza unui model matematic şi descrisă printr-o ecuaţie diferenţială. Acest procedeu l-am putea denumi ca un procedeu inductiv de sinteză a funcţiei de intrare.

In ambele cazuri funcţia de intrare se obţine prin integrarea funcţiilor respective cu mijloace matematice adecvate.

### b) Determinarea gabaritului camei

Dimensionarea camei este o problemă foarte importantă, care prezintă un aspect funcţional referitor la evitarea fenomenului de blocare, precum şi un aspect constructiv referitor la dimensiunile mecanismului. Rezolvarea ei se face cu ajutorul unor procedee grafo-analitice sau cu formule adecvate. Se poate observa că procedeul grafo-analitic implică un volum mare de muncă.

c) Calculul cinematic

Partea de calcul cinematic a mecanismului cu came impune cunoaşterea cu precizie a unor parametri geometrici ai acestuia. Trebuie cunoscute cu precizie o serie de elemente cum sînt: poziţia normalei şi tangentei la profil, unghiul de presiune, raza de curbură etc. Stabilirea unora din aceste elemente pe cale grafo-analitică implică o serie de erori care nu pot fi tolerate în toate cazurile, iar stabilirea unor formule de calcul este foarte dificilă.

d) Sinteza dinamică

Prin sinteza dinamică a mecanismului se urmăreşte diminuarea sau anularea unor fenomene secundare, inclusiv a diferenţelor ce apar între funcţia de ieşire şi funcţia de intrare a sistemului mecanic. In acest scop atît pentru analiza cît şi pentru sinteza mecanismului se porneşte de la un model matematic care simulează cît mai adecvat unele caracteristici dinamice ale acestuia.
In general modelele matematice elaborate în acest scop nu permit punerea în evidenţă şi studierea unui fenomen care este caracteristic mecanismelor cu came şi anume desprinderea cuplei cinematice superioare, desprindere care este o componentă importantă a abaterilor funcţiei de ieşire.

Avînd în vedere cele expuse mai sus şi ţinînd cont că în prezenta lucrare ne-am propus rezolvarea problemelor privind sinteza mecanismului de perforare din componenţa perforatoarelor rapide de cartele, se impune găsirea unor soluţii adecvate pentru sinteza acestora;

1) studierea şi rezolvarea unor probleme specifice pe care le pune sinteza funcţiei de intrare pentru mecanismele de perforare;

2) găsirea unor funcţii polinomiale optime pentru racordarea zonei de viteză constantă la celelalte zone adiacente, ţinînd cont de faptul că performanţele funcţiei de racord polinomial sînt cele mai favorabile;

3) determinarea pe cale analitică a gabaritului camei şi elaborarea unui algoritm care să permită rezolvarea pe calculator a acestei probleme;

4) elaborarea unui procedeu şi a unui program de calcul

ajutorul calculatorului electronic a unor parametri geometrici ai mecanismului şi în special pentru determinarea razei de curbură a profilului camei, parametrii necesari pentru rezolvarea problemelor cinematice şi dinamice referitoare la mecanism;

5) elaborarea unui model matematic pentru analiza şi sinteza dinamică a mecanismului de perforare, astfel încît să se pună în evidenţă şi să se poată studia particularităţile structurale şi cinematice ale acestora, în vederea îmbunătăţirii procedeelor de sinteză;

6) găsirea unor posibilităţi de corectare a abaterilor funcţiei de ieşire, prin eliminarea sau compensarea acelor abateri care se datorează elasticităţii elementelor;

7) completarea procedeelor experimentale existente prin punerea la punct a unui procedeu şi a unui stand experimental pentru studiul dinamic al mecanismului cu camă, procedeu şi stand care să permită punerea în evidenţă şi studierea fenomenului de rupere a contactului cuplei superioare. Studiul acestui fenomen va permite aprecierea abaterilor funcţiei de ieşire şi va permite optimizarea funcţionării lui prin luarea unor măsuri corespunzătoare.

Rezolvarea acestor probleme va permite punerea la punct a unui procedeu de sinteză specifică mecanismelor de perforare şi astfel să fie posibilă mărirea vitezei de lucru a acestora.

În acelaşi timp, deoarece rezultatele acestor cercetări au şi o serie de caracteristici cu valabilitate generală, se vor putea aplica şi în alte domenii ale tehnicii.

La studierea acestor probleme se pleacă avînd la bază o serie de rezultate obţinute în cadrul cercetărilor anterioare care au fost studiate din documentaţia indicată la capitolul ce cuprinde referinţele bibliografice.

* Se consideră funcţie de ieşire, funcţia realizată de tachet, iar funcţia materializată pe camă drept funcţie de intrare.

# 4 Sinteza structurală și cinematică a mecanismului de perforare

## 4.1 Stabilirea legii de mișcare pentru mecanismul de perforare

Perforarea cartelei în mișcare este procedeul cel mai bun pentru obținerea de performanțe ridicate. Acest procedeu impune ca între cartela de perforat și poansoane să existe, pentru un anumit interval de timp, o viteză relativă nulă. După executarea perforării, mecanismul readuce poansoanele în poziția inițială. Dacă notăm cu T perioada unui ciclu de perforare, atunci putem scrie următoarea formulă:

$$T = d/v_t \ [s]$$

unde:

$v_t$ [m/s] viteza de transport a cartelei

$d$ [m] distanța între coloane

Pentru a nu avea un raport prea mare între vitezele de mișcare a mecanismului, pentru cele două faze ale ciclului de perforare, intervalul T se împarte astfel:

$(2/3)\cdot T$ durata fazei de perforare ;

$(1/3)\cdot T$ durata fazei de revenire .

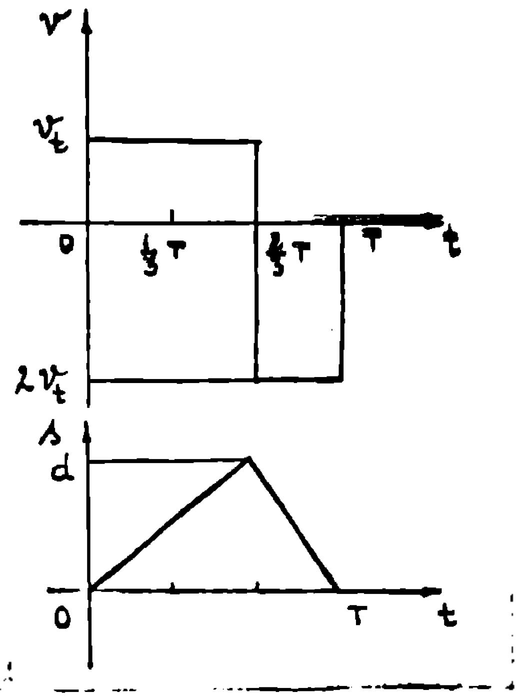



fig. 4.1

Diagramele teoretice ale vitezei și spațiului sînt prezentate în figura 4.1. Se remarcă că viteza la revenire este de două ori mai mare decît viteza de transport a cartelei $v_t$ .

Sinteza mecanismului camă-tachet cu respectarea legii de mișcare din fig. 4.1 nu este posibilă deoarece șocurile dure nu ar permite funcționarea mecanismului la viteza dorită.

Se impune deci, modificarea diagramei de mișcare prin adoptarea unor legi de racordare corespunzătoare, astfel încît să se înlăture șocurile datorate salturilor finite de viteză, salturi care duc la valori teoretic infinite a accelerației.

Legile de racordare se vor aplica în punctele de abscisă 0, 2T/3 , T , avînd drept scop și minimizarea valorilor maxime ale vitezelor și accelerațiilor.

Legile de racordare vor modifica raportul între vitezele maxime astfel încît:

$$\frac{v^{-}_{max}}{v^{+}_{max}} > 2$$

unde : $v^{+}_{max} = v_t$

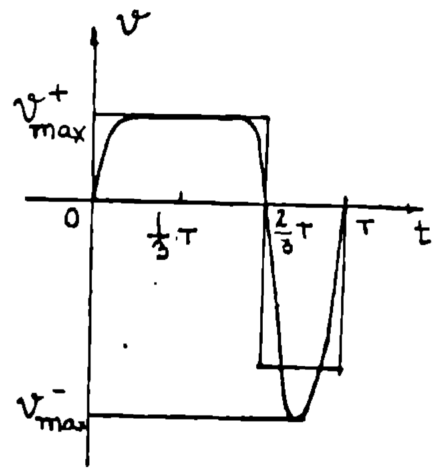



fig. 4.2

Pentru a păstra sincronismul mişcări-lor şi pentru a nu crea decalaje ale perforaţiilor, diagrama vitezei din fig. 4.2 trebuie să îndeplinească următoarea condiţie /20/ :

$$\int_{0}^{T2/3} v\,dt = -\int_{T2/3}^{T} v\,dt$$

Relaţia de mai sus impune ca spaţiile parcurse în cele două faze să fie egale.

La stabilirea legii de mişcare se va asigura o lege de racordare astfel încît palierul de viteză constantă să aibă o durată suficient de mare pentru executarea perforării şi retragerii poansoanelor.

Deoarece funcţia principală a mecanismului se realizează de-a lungul zonei de ridicare, este posibilă renunţarea la palierele inferior şi superior şi astfel se micşorează durata unui ciclu de perforare. Utilizarea în acest scop a unei came cvadruple de tip RC ar permite o mărire corespunzătoare a vitezei de lucru a perforatorului, fără a mări în acelaşi raport şi viteza de rotire a arborelui cu came, şi în acest fel de-a lungul unui ciclu de rotaţie se vor executa mai multe operaţiuni de perforare. Această creştere de viteză se va reflecta în mod pozitiv asupra vitezei de lucru a întregului sistem de calcul.

Mărirea zonei de viteză constantă este limitată superior, deoarece această acţiune implică şi mărirea vitezei de deplasare de-a lungul porţiunii de coborîre. Mărindu-se viteza maximă negativă se poate atinge un regim de funcţionare cu desprinderi ale tachetului de camă. Acest fenomen apare pe porţiunea de mişcare cu valori negative ale vitezei datorită forţei de inerţie ce acţionează asupra tachetului. In vederea combaterii acestui fenomen este necesară şi o acţiune de limitare a vitezelor maxime negative.

## 4.2 Alegerea tipului constructiv al mecanismului

### 4.2.1 Generalități

După cum s-a arătat anterior, pe mecanismul de perforare sînt montate poansoanele, pentru care trebuie asigurată o viteză de mișcare egală cu viteza de deplasare a cartelei, pe intervalul de timp afectat operațiunii de perforare. Funcția de mișcare $s = s(t)$ care urmează a se modela pe camă se prezintă în fig. 4.3 . De-a lungul unei perioade de funcționare notată cu T, legea de mișcare prezintă următoarele faze:

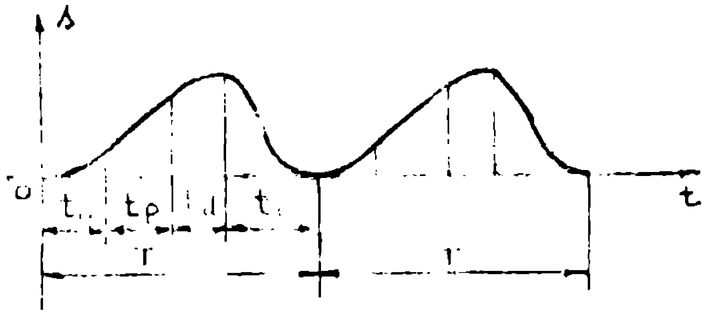



fig. 4.3

$t_a$ faza de accelerare
$t_p$ faza de perforare
$t_d$ faza de decelerare
$t_c$ faza de coborîre

astfel încît :

$$T = t_a + t_p + t_d + t_c$$

Pentru intervalul de timp $t_p$ cînd are loc perforarea cartelei, se asigură palierul de viteză constantă și egală cu viteza de deplasare a cartelei.

Pentru generarea funcției solicitate se poate utiliza mecanismul cu camă și tachetul în mișcare de translație sau un mecanism cu tachet oscilant. După cum se arată în paragrafele următoare, ambele tipuri constructive prezintă o serie de avantaje și dezavantaje specifice.

### 4.2.2 Mecanismul de perforare cu tachetul în mișcare de translație

Pentru această variantă constructivă, direcția de deplasare a tachetului se ia paralelă cu direcția de deplasare a cartelei, așa cum se vede și în fig. 4.4 unde se prezintă schema cinematică a mecanismului cu următoarele notații:

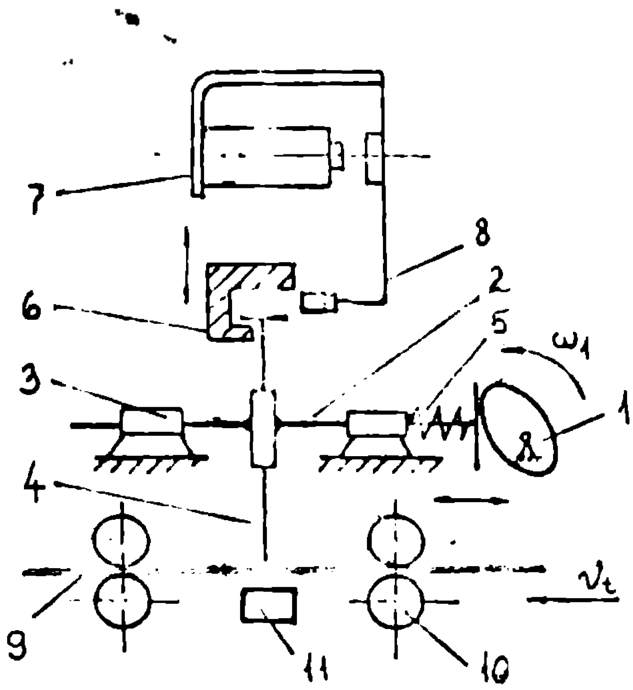



fig. 4.4

1 camă
2 tachet
3 ghidaj tachet
4 bloc de poansoane
5 arc
6 percutor
7 electromagnet
8 actuator
9 cartela de perforat
10 role de transport
11 bloc de perforare

Ghidajul blocului de poansoane se montează perpendicular pe tachetul 2 şi execută o mişcare de translaţie comandată prin rotirea camei 1 . In intervalul de timp $t_p$ , pentru poansoanele care trebuie să perforeze, se alimentează electromagnetul 7 cu un impuls electric şi actuatorul 8 pătrunde între percutorul 6 şi poansoane. Principalul dezavantaj al acestei scheme se datoreşte forţelor de frecare mari care apar în cuplele de translaţie, frecare care poate duce la griparea mecanismului. Avantajul pe care îl prezintă acest tip de mecanism este acela, că prin modelarea pe camă a unui profil de spirală Arhimedică se asigură o mişcare cu viteză constantă pentru perioada de perforare.

### 4.2.3 Mecanismul de perforare cu tachet oscilant

Prin montarea poansoanelor pe un mecanism camă cu tachetul în mişcare de oscilaţie, se elimină parţial pericolul de gripare al mecanismului. In această variantă constructivă, prin alegerea unei poziţii convenabile între articulaţia tachetului şi partea superioară a poansoanelor se poate diminua foarte mult efectul forţei de frecare dintre percutor, actuator şi poansoane, micşorare care se adaugă la eliminarea frecării din cuplele cinematice de translaţie.

In fig. 4.5 se prezintă schema cinematică a mecanismului şi a subansamblelor de perforare, schemă care conţine următoarele elemente:

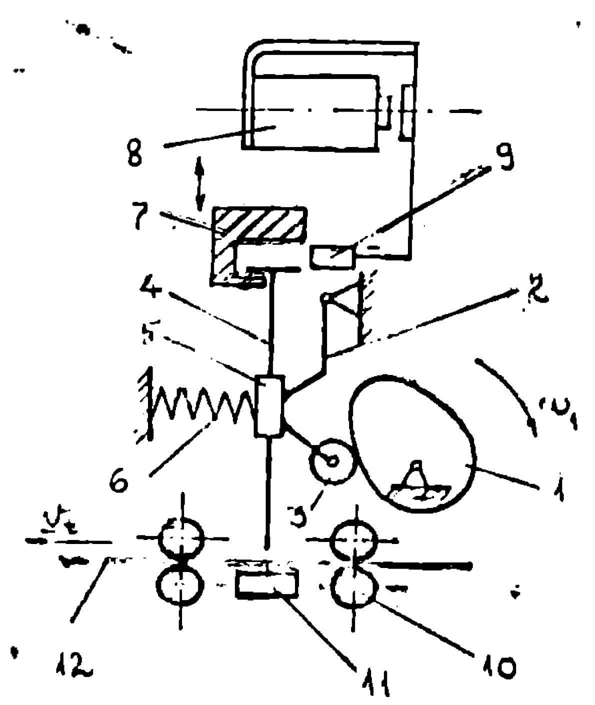



fig. 4.5

1 camă
2 tachet oscilant
3 rolă
4 bloc poansoane
5 ghidajul poansoanelor
6 arc
7 percutor
8 electromagnet
9 actuator
10 role transport
11 bloc de perforare
12 cartela de perforat

In această variantă constructivă, dezavantajul principal constă în aceea că prin mişcarea de oscilaţie a tachetului nu se asigură o viteză constantă pentru vîrfurile poansoanelor, atunci cînd profilul camei este o spirală arhimedică. Abaterea de viteză este cu atît mai mare cu cît creşte amplitudinea oscilaţiilor. Pentru amplitudini ale oscilaţiilor mai mici decît $\pm 3^{o}$ aceste abateri pot fi neglijate în anumite situaţii. Cînd abaterile de viteză depăşesc anumite limite impuse, atunci se impune efectuarea unor corecţii, aşa cum se indică în lucrare.

## 4.3 Analiza cinematică a mecanismului de perforare cu tachet oscilant

### 4.3.1 Poziţionarea mecanismului

Prin poziţionarea mecanismului se urmăreşte asigurarea unor abateri minime a vitezei poansoanelor faţă de viteza de transport a cartelei şi egalizarea spaţiilor parcurse. Situaţia optimă se realizează atunci cînd faza de perforare se desfăşoară simetric faţă de poziţia cînd tachetul este perpendicular pe direcţia de mişcare a cartelei.

Pentru a analiza această problemă, în fig. 4.6 cama s-a substituit cu un plan înclinat, reprezentat de dreapta $D_1$

tuit cu un plan înclinat, reprezentat de dreapta $D_1$

care se deplasează în sus cu o viteză constantă şi are faţă de direcţia verticală o înclinare $\alpha$. Presupunem că $\psi_1$ este unghiul pe care îl face tachetul BC faţă de direcţia verticală la începutul cursei de viteză constantă şi $\psi_2$ unghiul la sfîrşitul acestei curse.

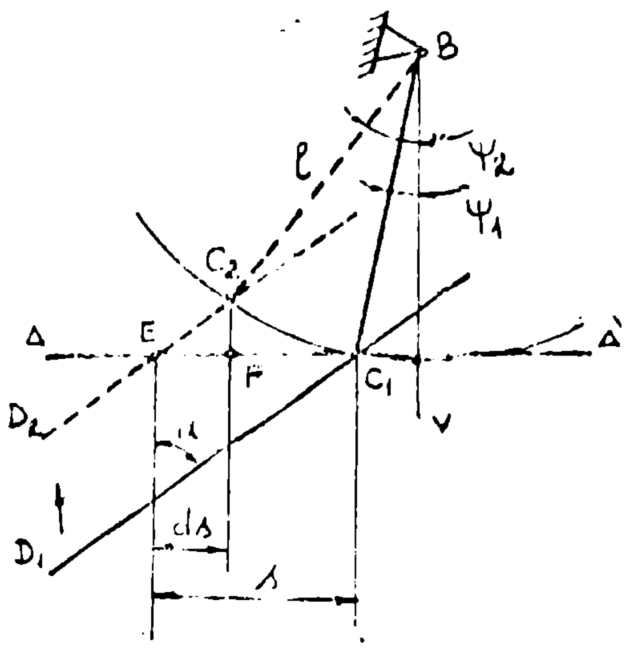



fig. 4.6

La deplasarea dreptei $D_1$ din poziţia iniţială în poziţia $D_2$, punctul caracteristic al tachetului se deplasează din punctul $C_1$ în punctul $C_2$. Dacă profilul camei ar acţiona asupra unui tachet de translaţie, acesta ar executa o deplasare $s = C_1E$. Pentru tachetul oscilant proiecţia pe orizontală a deplasării punctului caracteristic este egală cu segmentul $C_1F$. Intre cele două deplasări apare o diferenţă notată cu ds. Dacă se notează lungimea tachetului $BC = \ell$, atunci putem determina:

$$EF = C_2F \cdot tg\,\alpha$$

şi deci $\quad EF = ds = \ell(\cos\psi_1 - \cos\psi_2)\,tg\,\alpha \qquad (4.1)$.

Pentru a anula diferenţa ds, se anulează paranteza şi rezultă: $\cos\psi_1 - \cos\psi_2 = 0$ şi deci $\psi_1 = \psi_2$, egalitate care impune ca unghiurile $\psi_1$ şi $\psi_2$ să fie egale şi simetrice faţă de direcţia BV. Egalizarea deplasărilor asigură deformări mici ale cartelei şi în acelaşi timp o micşorare a solicitărilor dinamice ale mecanismului.

### 4.1.2 Determinarea legii de variaţie a vitezei unghiulare a tachetului

Principalul dezavantaj al mecanismului camă cu tachet oscilant este acela că viteza vîrfului tachetului şi implicit proiecţia pe direcţia de deplasare a cartelei a vitezei vîrfurilor poansoanelor nu este de fapt constantă şi egală cu viteza de transport a cartelei în faza ciclului cînd are loc perforarea. In vederea corectării acestei deficiențe, vom stabili într-o primă etapă care este legea reală de variație a vitezei unghiulare redusă a tachetului. In acest scop apelăm la fig. 4.7 . Tachetul oscilant se află în poziția $BC_1$ , înclinat sub unghiul $\psi$ față de verticală și se rotește în poziția $BC_2$ printr-o deplasare infinit mică a planului înclinat D din poziția $D_1$ în $D_2$. Considerăm triunghiul curbiliniu $C_1C_2G$ ca un triunghi dreptunghic oarecare. Segmentul de dreaptă $C_1G$ reprezintă proiecția pe direcția HH' a deplasării punctului C și are două componente:

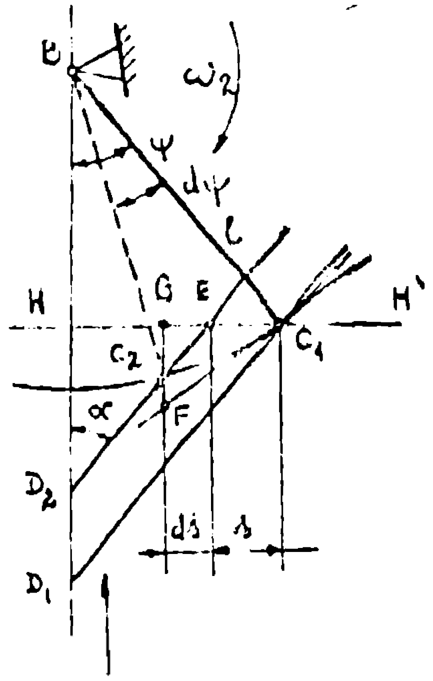



fig. 4.7

$$C_1G = C_1E + EG = s + ds \tag{4.2}$$

undo $s = C_1E = d\varphi \cdot tg\,\alpha \cdot r_o$

$\alpha$ fiind unghiul de înclinare a planului înclinat,

$d\varphi$ unghiul de rotire a camei, corespunzator deplasării infinit mici a planului înclinat, $r_o$ - raza cercului de bază

Segmentul de dreaptă s corespunde cu deplasarea comandată de camă, deplasare pe care ar efectua-o un tachet de translație pe direcția HH'.

Segmentul $ds = \ell \cdot tg\,\alpha \cdot d\psi \cdot \sin\psi$ (4.3)

reprezintă o deplasare suplimentară nedorită.

Din figură rezultă $C_1G = \ell\, d\psi \cdot \cos\psi$ (4.4)

și se obține : $\ell \cdot d\psi \cdot \cos\psi = s + ds$ (4.5)

Inlocuind pe s și ds din formulele anterioare obținem:

$$\ell\, d\psi\,(\cos\psi - tg\,\alpha \sin\psi) = d\varphi\, tg\,\alpha \cdot r_o \tag{4.6}$$

In continuare rezultă ecuația care descrie legea de variație a vitezei unghiulare redusă a tachetului:

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r_o \cdot tg\,\alpha}{\ell}\,\frac{1}{\cos\psi - tg\,\alpha\,\sin\psi} \tag{4.7}$$

Pentru un tachet cu mișcare de translație pe direcția HH' , viteza de deplasare ar fi egală cu:

$$s = r_o\, d\varphi \cdot tg\,\alpha = \ell \cdot d\psi \tag{4.8}$$

deci
$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} = ct. \qquad (4.9)$$

Analizînd legea de variație dată de formula ( 4.7 ) rezultă că pentru:

$$\psi \neq 0 \qquad \frac{d\psi}{d\varphi} > \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} \qquad (4.10)$$

iar pentru
$$\psi = 0 \qquad \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} \qquad (4.11)$$

Formulele de mai sus sînt valabile pentru poziția tachetului în partea dreaptă față de verticală.

Pentru a analiza legea de mișcare a tachetului în partea stîngă față de verticală apelăm la fig. 4.6 unde considerăm că deplasarea punctului caracteristic din poziția $C_1$ în $C_2$ se datorește unei deplasări infinit mici a planului înclinat. Proiecția pe orizontală a deplasării $C_1C_2$ este dată de formula :

$$FC_1 = \ell\, d\psi \cos\psi = s - ds \qquad (4.12)$$

Dacă în prima parte a mișcării viteza punctului caracteristic este mai mare decît viteza comandată, în partea a doua a mișcării viteza este mai mică decît cea comandată.

Inlocuind în formula (4.12) valorile lui $s$ și $ds$ calculate anterior rezultă legea de mișcare pentru partea stîngă :

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} \cdot \frac{1}{\cos\psi + tg\,\alpha \sin\psi} \qquad (4.13)$$

unde pentru
$$\psi = 0 \qquad \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} \qquad (4.14)$$

$$\psi \neq 0 \qquad \frac{d\psi}{d\varphi} < \frac{r_0 \cdot tg\,\alpha}{\ell} \qquad (4.15)$$

In fig. 4.8 s-a tranat diagrama de variație a vitezei unghiulare reduse a tachetului, diagramă care prezintă o valoare minimă pentru unghiul $\psi = -\alpha$ . Pentru determinarea acestui minim derivăm relația ( 4.13 ) și rezultă :

$$f' = \frac{r_o \cdot tg\,\alpha\,(\,tg\,\alpha - tg\,\psi)}{\ell\,(\,1 + tg\,\alpha\,tg\,\psi)} \qquad (4.16)$$

Pentru a afla punctul de minim al curbei anulăm derivata şi dacă

$$f' = o \qquad tg\,\alpha - tg\,\psi = o \quad \text{şi deci} \quad \psi = \alpha \qquad (4.17)$$

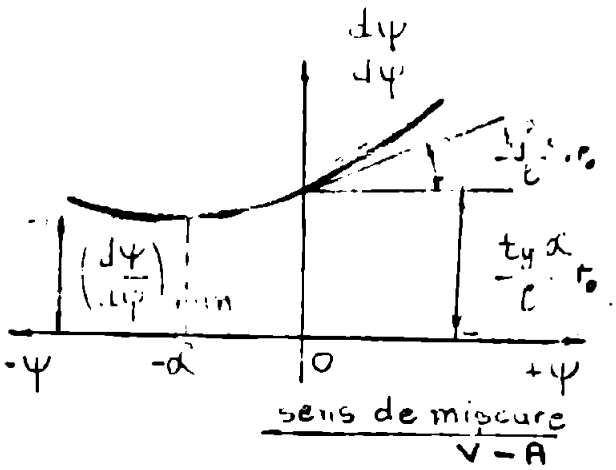



fig. 4.8

Panta curbei în punctul de abscisă $\psi = O$ este

$$f' = \frac{tg^2\,\alpha}{\ell} \cdot r_o \qquad (4.18)$$

Ţinînd cont de asimetria diagramei de viteză se recomandă ca zona efectivă de perforare să fie decalată spre stînga, unde abaterile vitezei sînt mai mici, iar riscul deformării cartelelor perforate este diminuat. Această decalare a acţiunii efective de perforare implică o întîrziere corespunzătoare a comenzii electrice de activare a actuatoarelor de perforare şi a acţionării percutorului. Decalarea presupusă mai sus nu afectează simetria faţă de axa verticală a zonei de viteză constantă. Această simetrie este necesară, aşa cum s-a arătat, la egalizarea spaţiilor parcurse de cartelă şi de vîrful poansoanelor.

Pentru valori foarte mici ale unghiului de oscilaţie a tachetului, abaterile de pot fi neglijate şi funcţia de comandă a camei, corespunzătoare palierului de viteză constantă, rămîne o spirală arhimedică.

In unele situaţii, cum ar fi perforarea cartelei pe rînduri, aceste abateri de viteză nu mai pot fi acceptate şi este necesară corectarea profilului, aşa cum se indică la paragraful 4.3.4..

Din cele prezentate mai sus rezultă că viteza ungiulară de rotire a tachetului nu este nici simetrică faţă de direcţia perpendiculară pe direcţia de deplasare a cartelei şi nu asigură o componentă constantă a proiecţiei vitezei vîrfului tachetului pe această direcţie.

In cele ce urmează se va arăta că modul de variaţie a acestei viteze depinde şi de sensul relativ de rotire a camei faţă de tachet, situaţie ce impune o tratare specifică a problemei.

## 4.3.3 Determinarea efectului sensului de rotire a camei

În cele prezentate anterior s-a considerat că planul înclinat cu care am substituit cama, are o mişcare orientată de jos în sus, aceasta implicînd pentru camă un sens de rotire de la stînga la dreapta, respectiv dinspre vîrful tachetului spre articulaţia lui. Se presupune în cele ce urmează că am schimbat sensul de rotire al camei şi deci planul înclinat se deplasează într-o mişcare de translaţie pe verticală, orientată de sus în jos. Pentru porţiunea de mişcare care se desfăşoară în partea din dreapta a verticalei BV se constată din fig. 4.9, că la deplasarea planului înclinat din poziţia $D_1$ în poziţia $D_2$ se impune o deplasare a punctului caracteristic a tachetului egală cu segmentul de dreaptă $C_1E = s$. Proiecţia pe orizontală a deplasării reale a punctului caracteristic este egală cu :

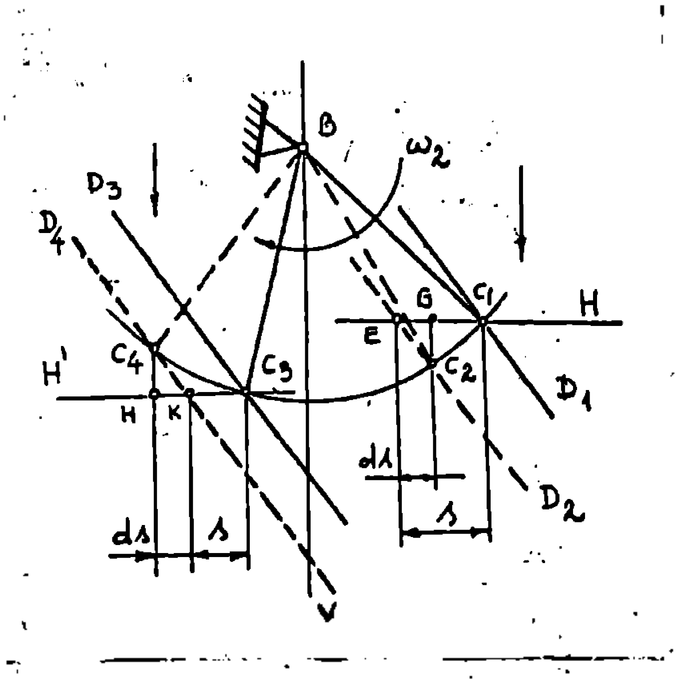



fig. 4.9

$$C_1G = s - ds$$

Rezultă că pentru această porţiune, componenta orizontală a vitezei de deplasare a punctului C este mai mică decît viteza de transport şi implicit viteza unghiulară redusă a tachetului este mai mică decît cea necesară, iar mărimea ds are valori negative.

Pentru porţiunea de mişcare ce se desfăşoară în stînga verticalei BV, se constată că translaţia planului din poziţia $D_3$ în poziţia $D_4$ comandă pe direcţia H o deplasare $C_3K = s$, care este mai mică decît proiecţia mişcării executată de punctul caracteristic C :

$$C_3H = s + ds$$

Pentru această porţiune de mişcare diferenţa de deplasare ds are valori pozitive. Proiecţia pe orizontală a spaţiului parcurs de punctul caracteristic este mai mare şi deci viteza unghiulară a tachetului este mai mare decît cea necesară.

Fără a mai repeta calcule similare celor efectuate la paragraful anterior, putem trage concluzia că diagrama vitezei unghiulare redusă a tachetului pentru acest sens de rotire are o alură corespunzătoare celei prezentată în fig. 4.10 , diagramă similară celei din fig. 4.8 rotită în jurul axei verticale. Pentru acest sens de rotire a camei, tachetul intră pe porţiunea de perforare cu o viteză mai mică, dar apropiată de viteza redusă impusă $r_o \, tg \, \alpha / \ell$ şi părăseşte această porţiune cu o viteză mai mare, accelerația lui crescînd corespunzător. Zona de perforare efectivă trebuie deplasată spre dreapta față de axa verticală.

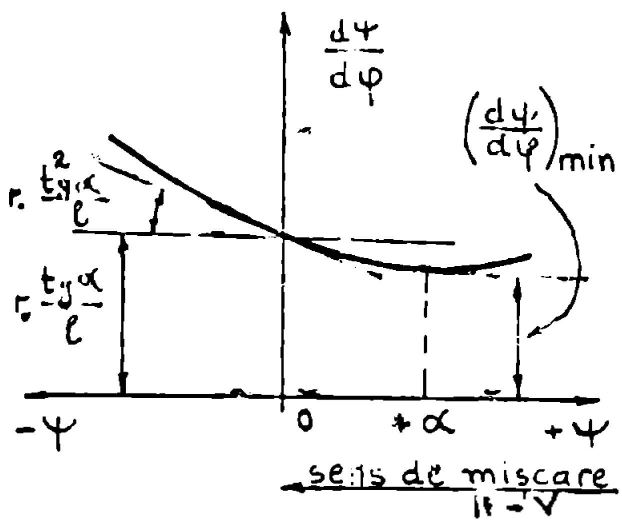



fig. 4.10

### 4.3.4 Corectarea profilului camei

In cazul cînd nu se acceptă abateri ale legii de mişcare a tachetului față de o anumită lege de mişcare, care să asigure egalizarea între viteza de transport a cartelei şi proiecția pe direcția de transport a cartelei a vitezei vîrfului tachetului, se impune corectarea legii de mişcare şi implicit a funcției de intrare modelată pe camă.

Se consideră că zona de perforare avînd înălțimea $h_p$ se desfăşoară simetric față de o axă perpendiculară pe direcția de deplasare a cartelei, aşa cum se indică în fig. 4.11 şi efectuăm următoarele notații:

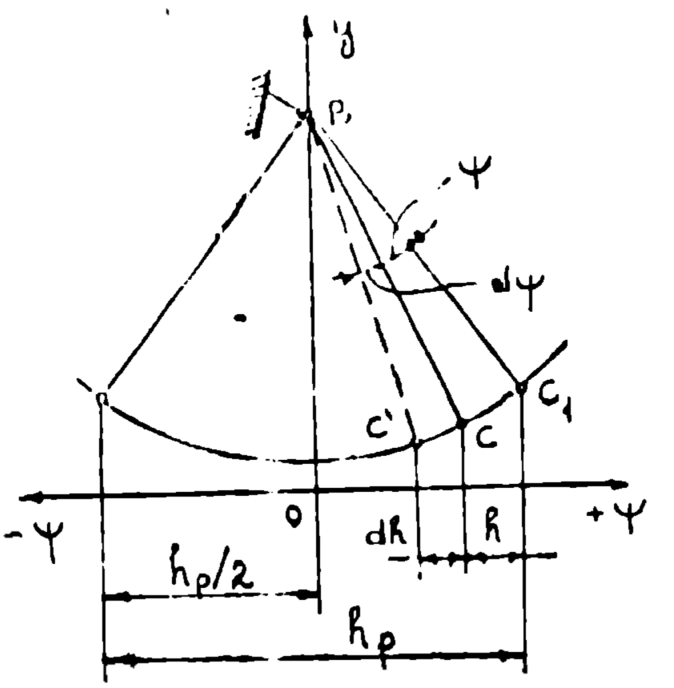



fig. 4.11

BC = $\ell$ lungimea tachetului ,

$\psi$ -- unghiul curent al tachetului față de poziția inițială $BC_1$ ,

C - punctul caracteristic .

Avînd $d\psi$ o deplasare unghiulară infinit mică, notăm cu $dh$ proiecţia pe orizontală a deplasării CC' şi impunem ca această deplasare să fie constantă;

$$dh = d\varphi \cdot tg\,\alpha \cdot r_0 = ct$$

unde s-a notat: $d\varphi$ rotirea corespunzătoare a camei ,

$tg\,\alpha$ panta zonei de perforare .

Intre aceste elemente se poate scrie următoarea relaţie de legătură;

$$\ell\left[\sin\psi - \sin(\psi - d\psi)\right] = dh \qquad (4.19)$$

Această ecuaţie poate fi pusă şi sub următoarea formă;

$$\ell\,(\sin\psi - \sin\psi\cos d\psi + \sin d\psi\cos\psi) = d\varphi \cdot tg\,\alpha \cdot r_0 \qquad (4.20)$$

Pentru valori ale unghiului mici se poate considera

$$\cos d\psi = 1 \qquad \text{şi} \qquad \sin d\psi = d\psi$$

şi ecuaţia 4.20 devine ;

$$\ell\, d\psi \cos d\psi = r_0\, d\varphi \cdot tg\,\alpha \qquad (4.21)$$

Din această ecuaţie rezultă legea de variaţie a vitezei unghiulare a tachetului;

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{tg\,\alpha}{\ell} \cdot \frac{1}{\cos\psi} \cdot r_0 \qquad (4.22)$$

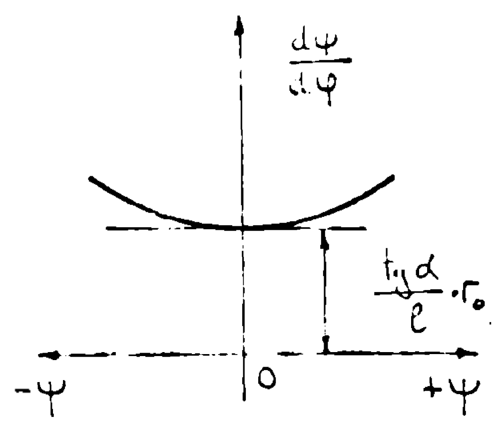


fig. 4.22

Se remarcă că această ecuaţie poate fi dedusă şi din ecuaţiile 4.7 sau 4.13 dacă se anulează termenul $r_0 \cdot tg\,\alpha \cdot \sin\psi$ . Deci relaţia de mai sus se obţine din ecuaţia 4.5 unde se efectuează:

$$ds = 0 \qquad \text{şi} \qquad s = dh = d\varphi\, tg\,\alpha \cdot r_0$$

Diagrama corespunzătoare relaţiei are un minim pentru valoarea $\psi = 0$ şi este simetrică faţă de axa verticală aşa cum se vede în fig.4.12 .

Pentru a asigura tachetului o lege de mişcare corespunzătoare relaţiei 4.22 se impune corectarea profilului camei. Operaţiunea de corectare se face în funcţie de sensul rotirii relative camă-tachet.

In fig. 4.13 se prezintă procedeul de construcţie grafică a profilului corectat al camei pentru sensul de rotire dinspre vîrful tachetului spre articulaţia lui, sens notat cu V → A .

Mărimile $\ell$ , $\psi_1$ , $\varphi_c$ , şi $h_c$ se stabilesc funcţie de parametrii geometrici ai mecanismului şi de performanţele dorite.

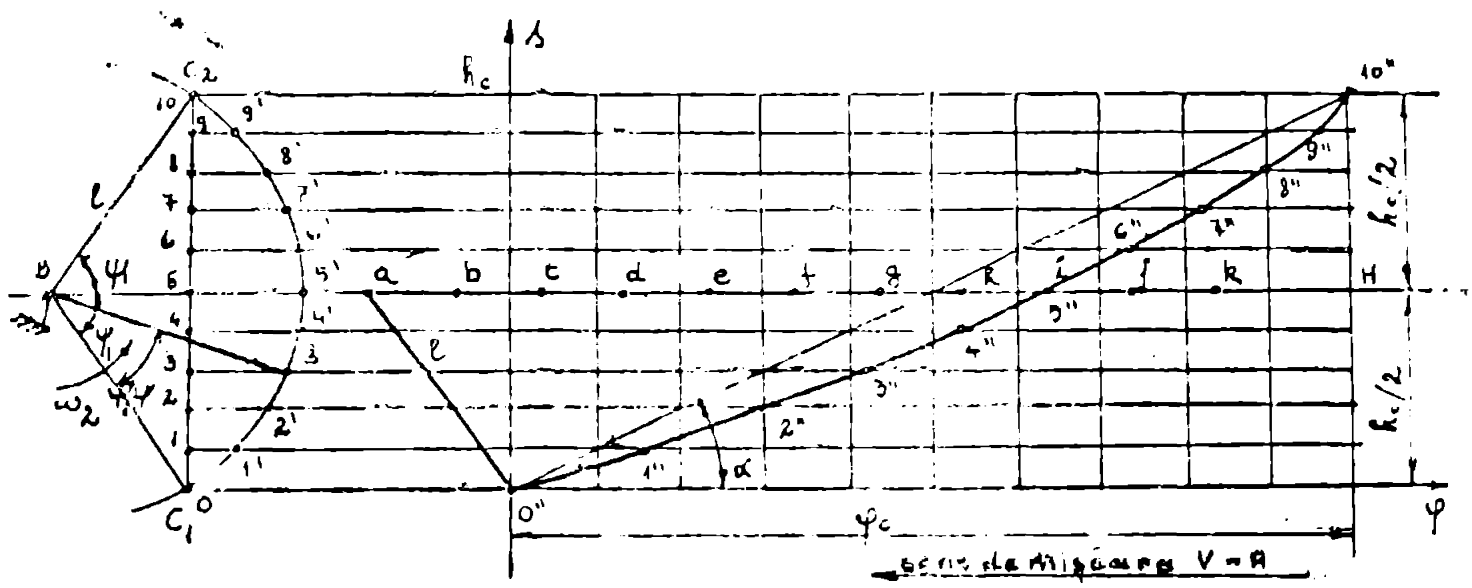



fig. 4.13

Rezultă unghiul de înclinare α al dreptei 0"10" care reprezintă profilul necorectat al camei. Secanta $C_1C_2$ , corespunzătoare rotirii tachetului cu unghiul $2\psi_1$ , se împarte în 10 părţi egale. In timpul rotirii tachetului, punctul caracteristic C ocupă succesiv poziţiile 1', 2', ..... 9' care se găsesc la intersecţia cercului de rază ℓ cu paralelele duse prin punctele 1, 2,.....9 la direcţia orizontală BH . Segmentul de dreaptă de lungime $\varphi_0$ se împarte deasemenea în zece părţi egale pentru a forma un caroiaj pe suprafaţa dreptunghiului $\varphi_0 \times h_c$ . Cu vîrful compasului în punctul 0" şi cu deschiderea ℓ se intersectează orizontala BH şi se găseşte punctul iniţial a . Segmentul ak = $\varphi_0$ se împarte şi el în 10 părţi egale prin punctele b, c, .... j. Punînd succesiv vîrful compasului în punctele b, c, ...j şi ducînd arce de cerc de rază ℓ se intersectează orizontalele duse prin punctele 1, 2, ....9 şi se determină astfel poziţia punctelor 1", 2", ..... 9", puncte prin care se trasează legea de mişcare căutată. Această lege asigură tachetului o mişcare astfel încît proiecţia pe orizontală ( se ţine cont de rotirea cu 90° a figurii ) a vitezei punctului C să fie constantă.

Schimbînd sensul de rotire a camei şi procedînd similar cazului anterior, se trasează diagrama din fig. 4.14. In figură se remarcă că s-a păstrat sensul de mişcare a camei , dar prin poziţionarea inversă a tachetului se inversează sensul de mişcare relativă camă - tachet.

In acest caz legea de mişcare corectată se găseşte în partea superioară a segmentului 0"10". Construcţia grafică se execută similar cu cazul precedent.

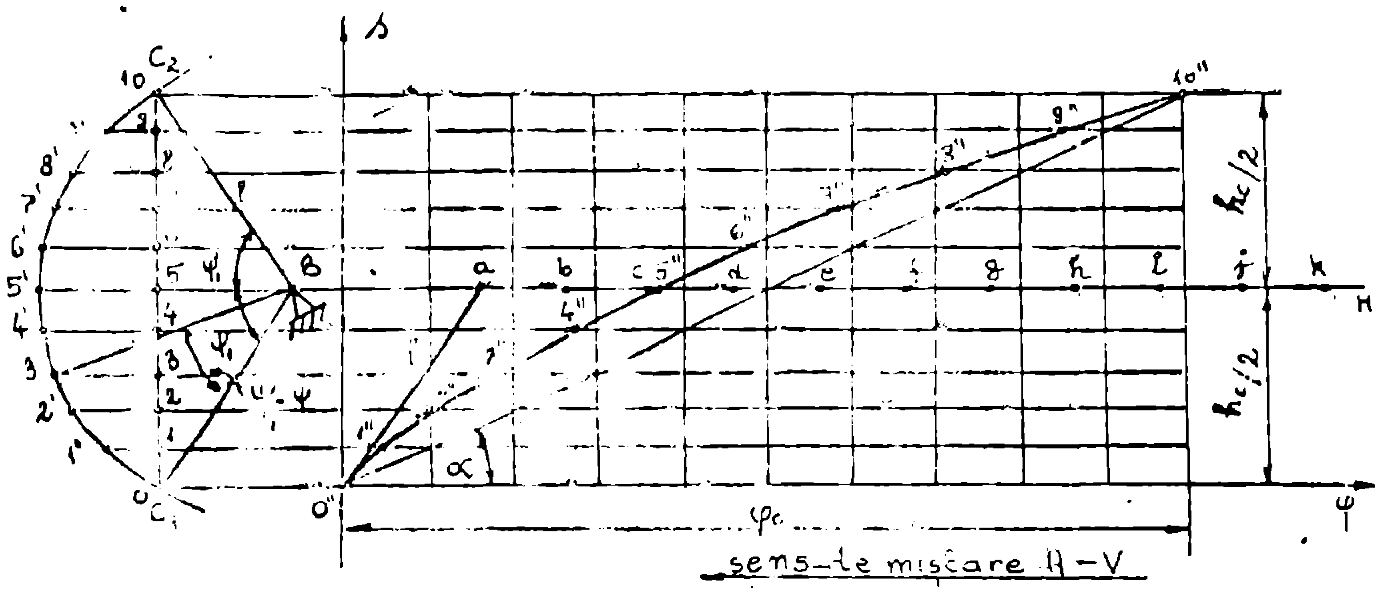



fig. 4.14

Se remarcă deci, că pentru aceiaşi funcţie generată la ieşirea mecanismului, la intrare se utilizează funcţii diferite în concordanţă cu sensul de rotire relativă camă - tachet. La sinteza mecanismului se va alege sensul de rotire şi legea de mişcare corespunzătoare acestui sens, funcţie de o serie de considerente cinematice şi dinamice ale sistemului.

Analizînd construcţiile grafice din figurile de mai sus, se constată că segmentele de dreaptă 11', 22',....99' sînt egale cu distanţa dintre segmentul de dreaptă 0"10" şi legea de mişcare corectată, pe direcţiile orizontale respective. Aceasta ne permite să trasăm funcţia de intrare prin măsurarea la dreapta sau la stînga faţă de segmentul 0"10" a unor segmente de dreaptă egale cu cele menţionate, capetele acestor segmente fiind puncte ce aparţin diagramei căutate. Se poate renunţa astfel la punctele ajutătoare a, b, c,.....k şi precizia construcţiei grafice creşte.

Constatarea de mai sus ne permite să exprimăm funcţia de intrare sub formă analitică, ca şi o funcţie $s = s(\varphi)$ .

Considerînd un punct caracteristic curent notat cu C şi unghiul $\psi$ corespunzător lui, putem scrie ecuaţiile:

$$\begin{cases} s = \ell(\sin\psi_1 - \sin\psi) \\ \varphi = \dfrac{s}{tg\,\alpha} \pm \ell\cdot(\cos\psi - \cos\psi_1) \end{cases} \qquad (4.23)$$

In cea de a doua ecuaţie semnul + se dă pentru sensul de rotire al camei de la vîrful tachetului spre articulaţie V - A , iar semnul - pentru sensul de rotire invers, A - V. Se consideră în cele ce urmează primul caz şi grupînd corespunzător termenii ecuaţiilor se elimină parametrul $\psi$ .

$$\begin{cases} \ell\cdot\sin\psi_1 - s = \ell\sin\psi \\ \varphi - \dfrac{s}{tg\alpha} + \ell\cdot\cos\psi_1 = \ell\cos\psi \end{cases} \tag{4.24}$$

Eliminînd din ecuaţiile de mai sus unghiul $\psi$ şi aranjînd termenii rezultă:

$$\left(\sin\psi_1 - \frac{s}{\ell}\right)^2 + \left(\frac{\varphi}{\ell} - \frac{s}{\ell\, tg\alpha} + \cos\psi_1\right)^2 = 1 \tag{4.25}$$

Efectuînd ridicările la pătrat şi regrupînd termenii se obţine o ecuaţie de gradul doi în s :

$$\frac{1}{\ell^2}\left(1 + \frac{1}{tg^2\alpha}\right)s^2 - \frac{2}{\ell}\left(\frac{\varphi}{\ell\, tg\alpha} + \frac{\cos\psi_1}{tg\,\alpha} + \sin\psi_1\right)s +$$

$$+ \frac{\varphi^2}{\ell^2} + \frac{2\varphi}{\ell}\cdot\cos\psi_1 = 0 \tag{4.26}$$

In continuare se fac următoarele notaţii:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{\ell^2}\left(1 + \frac{1}{tg^2\alpha}\right) \\ B &= \frac{2}{\ell}\left(\frac{\varphi}{\ell\, tg\alpha} + \frac{\cos\psi_1}{tg\alpha} + \sin\psi_1\right) \\ C &= \frac{\varphi^2}{\ell^2} + \frac{2\varphi}{\ell}\cdot\cos\psi_1 \end{aligned} \tag{4.27}$$

şi ecuaţia în forma de mai jos:

$$A\, s^2 - B\, s + C = 0$$

Rădăcinile ecuaţiei sînt:

$$s = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \tag{4.28}$$

şi ambele reprezintă soluţii ale legii de mişcare corectată, sub forma unor funcţii $s = s(\varphi)$ .

Soluţia corespunzătoare se alege cu ajutorul condiţiilor iniţiale, după cum urmează : pentru $\varphi = 0$ , $s = 0$

Deoarece în acest punct coeficientul C se anulează, soluția pentru care și funcția s se anulează este:

$$s = \frac{B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \qquad (4.29)$$

Pentru racordarea acestei legi de mișcare la porțiunile de accelerare respectiv decelerare, se determină valoarea derivatelor funcției la capetele intervalului:

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi}\left( B^2 - 4\ AC \right)^{0,5} = \frac{2\ BB' - 4\ AC'}{\left( B^2 - 4\ AC \right)^{0,5}} \qquad (4.30)$$

unde $B' = \frac{dB}{d\varphi} = \frac{2}{\ell^2 tg\alpha}$

și $C' = \frac{dC}{d\varphi} = \frac{2}{\ell}\left( \frac{\varphi}{\ell} + \cos\psi_1 \right)$

In cele ce urmează se vor folosi următoarele notații pentru panta acestei funcții în diferite puncte:

- la începutul zonei de perforare pentru $\varphi = \varphi_a$ notăm panta cu $m_1 = ( ds/d\varphi )$
- la sfîrșitul zonei de perforare pentru $\varphi = \varphi_p$ vom nota panta cu $m_2$
- cu $m = h_p/\varphi_p \cdot r_0 = tg\alpha$ se notează panta profilului necorectat

Pentru sensul de rotire A – V, cînd în formula pentru calcularea unghiului $\varphi$ se ia semnul negativ, coeficienții ecuației de gradul doi se notează cu litere barate și au următoarea formă:

$$\bar{A} = A = \frac{1}{\ell^2}\left( 1 + \frac{1}{tg^2\alpha} \right)$$

$$\bar{B} = \frac{2}{\ell}\left( \frac{\cos\psi_1}{tg\alpha} - \sin\psi_1 - \frac{\varphi}{\ell\, tg\alpha} \right) \qquad (4.31)$$

$$\bar{C} = \frac{\varphi^2}{\ell^2} - \frac{2\varphi}{\ell}\cos\psi_1$$

Ecuația profilului corectat în acest caz este următoarea:

$$\bar{A}\, s^2 + \bar{B}\, s + \bar{C} = 0 \qquad (4.32)$$

iar soluția care îndeplinește condițiile inițiale are forma de mai jos:

$$s = \frac{-\bar{B} + \sqrt{\bar{B}^2 - 4\bar{A}\bar{C}}}{2\,\bar{A}} \qquad (4.33)$$

Derivata funcției $s = s(\varphi)$ are expresia de mai jos :

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi}\left(\bar{B}^2 - 4\,\bar{A}\,\bar{C}\right)^{0,5} = \frac{2\,\bar{B}\,\bar{B}' - 4\,\bar{A}\,\bar{C}'}{\left(\bar{B}^2 - 4\,\bar{A}\,\bar{C}\right)^{0,5}} \qquad (4.34)$$

unde :

$$\bar{B}' = \frac{d\bar{B}}{d\varphi} = -\frac{2}{\ell^2\, tg\,\alpha}$$

și

$$\bar{C}' = \frac{d\bar{C}}{d\varphi} = \frac{2}{\ell}\left(\frac{\varphi}{\ell} - \cos\psi_1\right)$$

Materializînd pe camă aceste legi de mișcare ca niște funcții de intrare, funcția de ieșire, respectiv proiecția pe direcția de deplasare a cartelei a vitezei vîrfului tachetului, va fi constantă.

Aceste corecții permit înlăturarea principalului dezavantaj pe care îl prezintă mecanismul camă cu tachetul în mișcare de oscilație.

Trebuie menționat însă că legile de mișcare corectate obținute mai sus se vor aplica ținînd cont de poziția relativă camă - tachet și de sistemul de axe de referință.

Rezultatele obținute se vor aplica în cadrul cap. 8 , unde se face sinteza analitică a mecanismului de perforare, adoptîndu-se o poziție relativă convenabilă între elementele componente ale acestui mecanism. Se arată în cadrul paragrafului 8.5.2 modul în care se alege o anumită porțiune din funcția corectată pentru a fi racordată la legile de mișcare aferente zonelor de accelerare și decelerare.

Se poate afirma că în toate cazurile cînd se impune o anumită precizie în generarea funcției de intrare și implicit și a celei de ieșire, este necesară aplicarea acestui tip de corecții dacă unghiul de oscilație al tachetului depășește o valoare de 2° .

La racordarea funcției corectate se va ține seama de schimbarea valorilor pantelor funcției de intrare în punctele de racordare.

# 5. Sinteza analitică a profilului camei

## 5.1 Generalităţi

In cazul mecanismului de perforare, staţionarea tachetului pe palierele inferior şi superior nu este funcţională şi prin urmare aceste paliere nu sînt necesare, iar cama devine de tip RC . Această particularitate permite mărirea performanţelor sistemului de perforare prin efectuarea mai multor operaţiuni de peforare de-a lungul unui ciclu de rotaţie a camei. Se pot folosi în acest scop came cvadruple, astfel încît se poate atinge peformanţa de 100 cicluri de peforare pe secundă pentru o viteză de rotire a camei cu 1500 rot/min . Deci un ciclu de perforare se realizează pe un unghi de 90° şi conţine pe lîngă zona de viteză constantă şi trei zone de racordare:

a) zona de racordare pentru accelerare,
b) zona de racordare pentru decelerare,
c) zona de racordare pentru coborîre.

Zonele a şi b se găsesc în cadrul fazei de ridicare şi prin aceste zone se realizează racordarea zonei de viteză constantă. Zona C ocupă în întregime faza de coborîre a tachetului.

Pentru fiecare din aceste zone trebuie stabilită ecuaţia de mişcare corespunzătoare.

Probleme diferite ridică racordarea profilelor corectate. Pentru exemplificare se lucrează în cele ce urmează cu o lege de mişcare cosinusoidală pentru zonele de racordare.

Legile de mişcare pentru cele trei zone sînt următoarele :

a) $$s = s_0 + \frac{h_r}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi}{\varphi_r}\varphi\right) \qquad (5.1)$$

b) $$s = s_0 + h - \frac{h_r}{2}\left[1 - \cos\frac{\pi}{\varphi_r}(\varphi_1 - \varphi)\right] \qquad (5.2)$$

c) $$s = s_0 + \frac{h}{2}\left[1 - \cos\frac{\pi}{\varphi_2}(\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi)\right] \qquad (5.3)$$

S-au făcut următoarele notaţii: $s_0$-înălţimea iniţială, h-cursa totală a tachetului, $h_r$-înălţimea de racordare, $\varphi_r$- unghiul de racordare, m- panta zonei de viteză constantă, $\varphi_1$-unghiul fazei de ridicare, $\varphi_2$- unghiul fazei de coborîre, $h_r$- înălţimea de racord. Aşa cum se vede şi în fig.5.1 , o anumită situaţie optimă realizează cînd cele două valori maxime ale accelerațiilor se ...alizează și astfel se evită producerea șoc...ilor mai în punctele ... absoisă $\varphi = 0$ și $\varphi = \varphi_1$. Punînd această condiție se poate ...lcula o mărime optimă pentru unghiul fazei de coborîre:

$$\varphi_2 = \varphi_r \cdot \sqrt{\frac{h}{h_r}} \qquad (5.4)$$

## 5.2 Racordarea profilului corectat

### 5.2.1 Racordarea profilului corectat pentru sensul de rotire al camei V - A

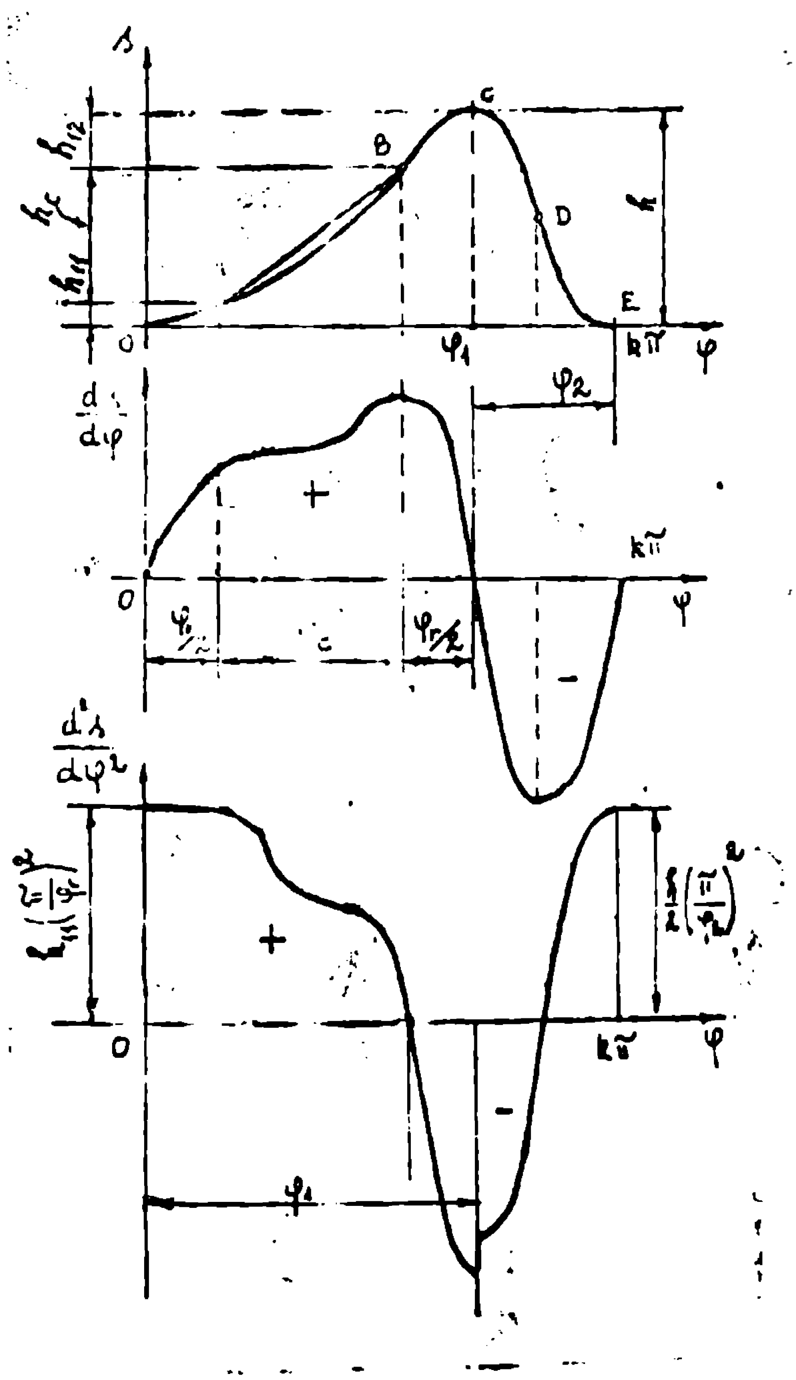


fig. 5.1

Din motive constructive se păstrează egalitatea între unghiurile de racordare ale zonelor de accelerare și decelerare. Se vor obține deci înălțimi de racordare diferite, funcție de pantele în punctele de racord. Pentru a diferenția cele două situații se fac notații cu un indice suplimentar și anume:

- $m_{11}$ - panta în punctul de racord inițial,
- $h_{11}$ - înălțimea de racordare la accelerare,
- $m_{12}$ - panta în punctul de racord final,
- $h_{12}$ - înălțimea de racordare la decelerare.

Pentru sensul de rotire a camei V - A, corespunzător cu corecțiile stabilite la paragraful 4.3, din fig. 5.1 rezultă următoarele inegalități:

$m_{11} < m$ , $m_{12} > m$ și evident $m_{12} > m_{11}$ .

Ecuațiile generale ale mișcării sînt cele stabilite anterior, iar alura diagramelor se prezintă ca în fig. 5.4 ...

Pentru a stabili coordonatele punctului de racordare A se pune următoarea condiție : la $\varphi = \varphi_r / 2$ , $ds/d\varphi = m_{11}$ și deci $\frac{\pi \cdot h_{11}}{\varphi_r} = m_{11}$ iar înălțimea de racordare rezultată este:

$$h_{11} = m_{11} \cdot \varphi_r / \pi < \frac{1}{2} h_r$$

Deci punctul A are coordonatele: $\left( \frac{1}{2} \cdot \varphi_r \, , \, \frac{m_{11} \cdot \varphi_r}{\pi} \right)$ .

Prin adunarea la aceste valori a unghiului și a înălțimii corespunzătoare zonei de perforare se obțin și coordonatele punctului de racordare B . Coordonatele acestui punct și panta $m_{12}$ pentru legea de mișcare corectată în zona de perforare constituie condițiile inițiale pentru determinarea coeficienților ecuației de mișcare în zona de decelerare. Setul de ecuații pentru această zonă se obține direct prin înlocuirea coeficientului m cu $m_{12}$ în ecuațiile obținute anterior ( 5.2 ).

Procedînd astfel presupunem implicit că înălțimea totală h se menține la aceiași valoare și deci înălțimea de racordare la decelerare se determină astfel : $h_{12} = h - ( h_0 + h_{11} )$ .

In ipoteza menținerii aceleiași valori pentru unghiul fazei de ridicare și a fazei de coborîre, ecuațiile de mișcare pentru faza de coborîre determinate la paragraful precedent sînt valabile și în cazul de față.

Pentru cazul profilului necorectat s-a determinat o condiție astfel ca accelerațiile maxime ale fazelor de ridicare și coborîre să fie egale, avînd la bază faptul că pentru m = ct. la faza de ridicare accelerația maximă pozitivă este egală în valoare absolută cu accelerația maximă negativă.

Pentru profilul corectat valorile maxime ale accelerațiilor reduse sînt:

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = h_{11} \left( \frac{\pi}{\varphi_r} \right)^2 = m_{11} \cdot \frac{\pi}{\varphi_r}$$ accelerație redusă maximă pozitivă la faza de ridicare pt. $\varphi = 0$ ,

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = - m_{12} \frac{\pi}{\varphi_r}$$ accelerație redusă maximă negativă la faza de ridicare pt. $\varphi = \varphi_1$ ,

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \mp \frac{h}{2} \left( \frac{\pi}{\varphi_2} \right)^2$$ acceleraţii maxime la faza de coborîre pentru $\varphi = \varphi_1$ şi respectiv $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$ .

Deoarece $m_{12} > m_{11}$ valoarea maximă negativă este mai mare decît valoarea maximă pozitivă a accelerației şi aceste valori au raportul egal cu $m_{12}/m_{11}$ .

Din punct de vedere a dinamicii mecanismului, este mai important să asigurăm egalizarea valorilor maxime pozitive ale acceleraţiilor celor două faze şi să evităm şocul moale înainte de intrarea în racordul de accelerare şi apoi în palierul de viteză constantă.

Din acest considerent ne propunem egalizarea acestor acceleraţii:

din egalitatea $$h_{11} \left( \frac{\pi}{\varphi_r} \right)^2 = \frac{h}{2} \left( \frac{\pi}{\varphi_2} \right)^2 ,$$

rezultă unghiul fazei de coborîre $$\varphi_2 = \varphi_r \cdot \sqrt{\frac{h}{2\, h_{11}}}$$

şi înlocuind pe $h_{11}$ obţinem : $$\varphi_2 = \sqrt{\frac{\pi \cdot h}{2\, m_{11}} \cdot \varphi_r} \qquad (5.5)$$

La alegerea şi determinarea unghiurilor caracteristice ciclului de funcţionare se are în vedere faptul că unghiul de viteză constantă este impus tehnologic şi permite modificări numai peste o anumită valoare minimă necesară.

Aceste unghiuri trebuie să îndeplinească următoarea condiţie :

$$\varphi_r + \varphi_c + \varphi_2 = K \cdot \pi$$

unde K este numărul de radiani pe ciclu. Pentru o camă simplă valoarea lui K este 2 , iar pentru o camă cvadruplă este 0,5 .

### 5.2.2 Racordarea profilului corectat pentru sensul de rotire a camei A - V.

Şi în acest caz se păstrează egale cele două unghiuri de racord, iar înălţimea zonelor de racordare va fi funcţie de panta în punctele de racord. Similar cazului precedent se fac următoarele notaţii:

$m_{21}$ panta în punctul de racord iniţial ,

$h_{21}$ – înălţimea de racordare pentru zona de accelerare,
$m_{22}$ – panta în punctul de racord final,
$h_{22}$ – înălţimea de racordare pentru zona de decelerare.

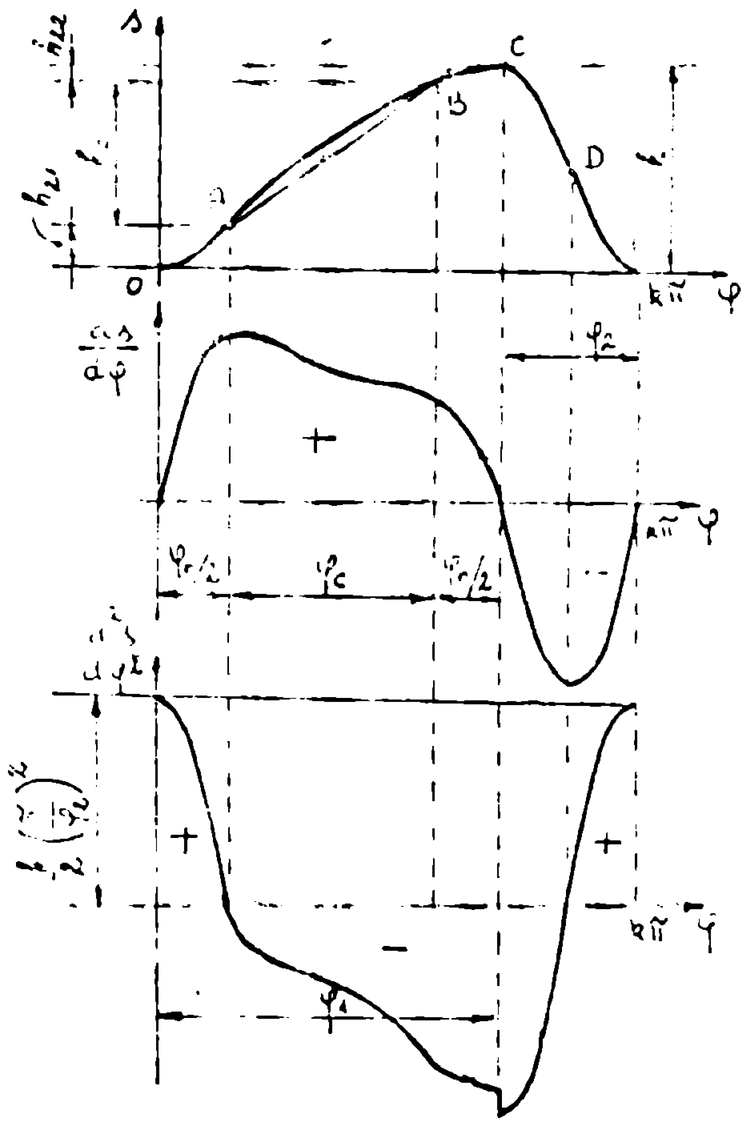


Fig. 5.2

Pentru acest sens de rotire avem următoarele inegalităţi:

$m_{21} > m$, $m_{22} < m$ şi

$m_{21} > m_{22}$

Avînd stabilită înălţimea totală $h$, se pot calcula înălţimile zonelor de racordare:

$$h_{21} = \frac{m_{21} \cdot \varphi_r}{\pi},$$

$$h_{22} = h - (h_0 + h_{21}).$$

Rezultă că înălţimea de racord pentru profilul astfel corectat, pe zona de accelerare este mai mare decît cea corespunzătoare profilului necorectat şi deci:

$$h_{21} > h_r/2$$

Coordonatele punctelor de racord sînt:

$$A\left(\frac{1}{2}\varphi_r,\ \frac{m_{21}\cdot\varphi_r}{\pi}\right)$$

$$B\left(\left(\frac{1}{2}\varphi_r + \varphi_c\right),\left(\frac{m_{21}\cdot\varphi_r}{\pi} + h_0\right)\right)$$

Avînd inegalitatea $m_{21} > m_{22}$ se poate afirma că pentru faza de ridicare acceleraţia maximă pozitivă este mai mare decît acceleraţia maximă negativă în valori absolute. Pentru zona de coborîre diagrama acceleraţiilor este simetrică iar unghiul de coborîre $\varphi_2$ se va determina astfel încît acceleraţiile maxime pozitive să fie egale pentru cele două zone. Se acceptă astfel un salt negativ de acceleraţie pentru $\varphi = \varphi_1$, aşa cum se vede în fig. 5.2. Analizînd aceste diagrame şi comparîndu-le cu cele din cazul precedent fig. 5.1, se poate constata că zona acceleraţiilor negative este mai mare, ea cuprinzînd şi o parte din zona de viteză constantă. Aceasta constituie un dezavantaj imp... nt, necesare pe această porţiune se crează condiţii favorabile amorsării unor oscilaţii care pot duce la desprinderea ... tachetului de camă.

Pentru a îmbunătăţii dinamica mecanismului se caută legi de mişcare astfel încît să obţinem atît valori minime pentru acceleraţia negativă, precum şi zone cu acceleraţie negativă cît mai înguste.

In concluzie se poate afirma că la utilizarea unei legi de intrare constată se recomandă ca sensul de rotire a camei să fie de la vîrful spre articulaţia tachetului ( V→A ).

## 5.3 Stabilirea unei legi optime de racordare

### 5.3.1 Legea de racordare polinomială

Din cele prezentate anterior la cap. 3, precum şi din rezultatele obţinute în această lucrare şi prezentate la paragraful 6.5.2 , se constată că dintre legile uzuale de racordare, rezultatele cele mai bune se obţin cu ajutorul legilor de mişcare polinomială.

Din multitudinea funcţiilor polinomiale cu care se pot realiza racordările, trebuiesc alese acele funcţii care pe lîngă îndeplinirea condiţiilor de margine să prezinte o serie de avantaje cinematice.

Se caută deci soluţionarea problemei de sinteză a legii de mişcare utilizînd legi de racordare polinomială sub forma:

$$s = a_n \varphi^n + a_{n-1} \varphi^{n-1} + \ldots\ldots + a_2 \varphi^2 + a_1 \varphi + a_0 \qquad (5.6)$$

Numărul termenilor, gradul polinomului şi valoarea coeficienţilor se vor stabili pentru fiecare fază şi zonă de mişcare.

Pentru a simplifica scrierea ecuaţiilor polinomiale şi rezolvarea lor, se adoptă pentru fiecare zonă de lucru un sistem de axe de coordonate care să fie cît mai favorabil.

## 5.3.2 Ecuaţiile de mişcare pentru zona de accelerare

Condiţiile iniţiale pe care le punem pentru a determina valoarea coeficienţilor polinomului sînt următoarele :

pentru $\varphi = 0$, $s = s_0$, $\dot{s} = 0$ şi $\ddot{s} = 0$

$\varphi = \varphi_{11}$, $\dot{s} = m$ şi $\ddot{s} = 0$

Se fac următoarele notaţii:

$\varphi_{11} = \beta_r/2$ unghiul zonei de accelerare,

$h_1$ - înălţimea zonei de accelerare,

$\dot{s}$ - derivata de ordinul unu a spaţiului funcţie de $\varphi$,

$\ddot{s}$ - derivata de ordinul doi a spaţiului.

Din primele trei condiţii rezultă valoarea a trei coeficienţi :

$a_0 = s_0$, $a_1 = 0$ şi $a_2 = 0$

Ultimele două condiţii ne permit să lucrăm cu polinoame de forma

$$s = a_k \varphi^k + a_q \varphi^q + s_0 \qquad (5.7)$$

unde coeficienţii $k$ şi $q$ respectă relaţia $k > q > 2$.

Primul polinom pe care îl luăm în studiu şi care îndeplineşte condiţia impusă este de gradul patru şi astfel obţinem următorul set de ecuaţii :

$$\begin{cases} s = a\varphi^4 + b\varphi^3 + s_0 \\ \dot{s} = 4a\varphi^3 + 3b\varphi^2 \\ \ddot{s} = 12a\varphi^2 + 6b\varphi \end{cases} \qquad (5.8)$$

Coeficienţii $a$ şi $b$ se determină punînd condiţiile corespunzătoare unghiului zonei de accelerare. Rezultă astfel un sistem de două ecuaţii :

$$\begin{cases} 4a\varphi_{11}^3 + 3b\varphi_{11}^2 = m \\ 12a\varphi_{11}^2 + 6b\varphi_{11} = 0 \end{cases} \qquad (5.9)$$

Se obţin astfel valorile $a = -\dfrac{m}{2\varphi_{11}^3}$ şi $b = \dfrac{m}{\varphi_{11}^2}$

Ecuaţiile de mişcare rezultate sînt următoarele :

$$\begin{cases} s = -\dfrac{m}{2\varphi_{11}^{3}}\varphi^{4} + \dfrac{m}{\varphi_{11}^{2}}\varphi^{3} + s_0 \\ \dot{s} = -\dfrac{2m}{\varphi_{11}^{3}}\varphi^{3} + \dfrac{3m}{\varphi_{11}^{2}}\varphi^{2} \\ \ddot{s} = -\dfrac{6m}{\varphi_{11}^{3}}\varphi^{2} + \dfrac{6m}{\varphi_{11}^{2}}\varphi \end{cases} \tag{5.10}$$

Cu ajutorul acestor ecuaţii putem determina valoarea lui $h_1$ şi acceleraţia redusă maximă.

Pentru $\varphi = \varphi_{11}$ deplasarea totală este :

$$s = s_0 + \frac{m}{2}\varphi_{11}$$

şi deci înălţimea zonei de accelerare este $h_1 = \frac{m}{2}\varphi_{11}$

Se observă că această ecuaţie de mişcare asigură aceiaşi înălţime de racordare ca şi legea sinusoidală.

Pentru a calcula acceleraţia maximă redusă anulăm derivata de ordin trei a deplasării şi determinăm unghiul $\varphi = \frac{1}{2}\cdot\varphi_{11}$ pentru care acceleraţia este maximă:

$$\ddot{s}_{max} = \frac{3m}{2\cdot\varphi_{11}}$$

In cazul legii sinusoidale acceleraţia maximă are valoarea $\pi m/\varphi_r$ şi dacă se ţine cont că $2\cdot\varphi_{11} = \varphi_r$ se constată că acceleraţia maximă pentru legea polinomială este mai mică cu aproximativ cinci procente.

Dacă în ecuaţiile de mişcare se înlocuieşte $m$ cu $m_{11}$ sau cu $m_{21}$ se pot stabili condiţiile de racordare ale profilului corectat pentru cele două sensuri de rotire a camei.

Dacă se ia în studiu un polinom de grad superior; de exemplu $s = a\cdot\varphi^5 + b\cdot\varphi^3 + s_0$, se constată că pentru scăderi nesemnificative a valorii maxime a acceleraţiei reduse, racordarea se face pe înălţimi de peste două ori mai mari. Creşterea accentuată a înălţimii de racordare, duce la creşterea înălţimii totale şi implicit la mărirea vitezei în faza de coborîre şi constituie un dezavantaj care elimină din discuţie aceste legi de mişcare.

Co...ţiile mişcării pentru zona de decelerare

...azi cu $\varphi_{12}$ unghiul corespunzător acestei zone. Pentru ... coeficienţii polinomialei punem următoarele condiţii:

...ntru $\varphi = \varphi_1 - \varphi_{12}$ $\dot{s} = m$

...tru $\varphi = \varphi_1$ $s = s_0 + h$ , $\dot{s} = 0$ , $\ddot{s} = 0$ .

... acţie patru ecuaţii iar polinomul mişcării este de gra-...:

$$\begin{cases} s = a_3 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + a_1 \cdot \varphi + a_0 \\ \dot{s} = 3a_3 \cdot \varphi^2 + 2a_2 \cdot \varphi + a_1 \\ \ddot{s} = 6a_3 \cdot \varphi + 2a_2 \end{cases} \tag{5.11}$$

...iţiile propuse iniţial scriem sistemul de patru ecuaţii ... ne unoscute coeficienţii $a_j$ :

$$\begin{cases} a_3 \cdot \varphi_1^3 + a_2 \cdot \varphi_1^2 + a_1 \cdot \varphi_1 + a_0 = s_0 + h \\ 3a_3(\varphi_1 - \varphi_{12})^2 + 2a_2(\varphi_1 - \varphi_{12}) + a_1 = m \\ 3a_3 \cdot \varphi_1^2 + 2a_2 \cdot \varphi_1 + a_1 = 0 \\ 6a_3 \cdot \varphi_1 + 2a_2 = 0 \end{cases} \tag{5.12}$$

...cest sistem se găsesc pentru coeficienţi următoarele valo-...

$a_1 = \frac{m \cdot \varphi_1^2}{\varphi_{12}^2}$ , $a_2 = - m \cdot \varphi_1 / \varphi_{12}^2$ , $a_3 = m / 3 \cdot \varphi_{12}^2$

$a_0 = s_0 + h - m \cdot \varphi_1^3 / 3 \cdot \varphi_{12}^2$

...ţiile mişcării sînt :

$$\begin{cases} s = \frac{m}{3\varphi_{12}^2} \cdot \varphi^3 - \frac{m \cdot \varphi_1}{\varphi_{12}^2} \cdot \varphi^2 + \frac{m \cdot \varphi_1^2}{\varphi_{12}^2}\varphi + s_0 + h - \frac{m \cdot \varphi_1^3}{3 \cdot \varphi_{12}^2} \\ \dot{s} = \frac{m}{\varphi_{12}^2} \cdot \varphi^2 - \frac{2m \cdot \varphi_1}{\varphi_{12}^2}\varphi + \frac{m \cdot \varphi_1^2}{\varphi_{12}^2} \\ \ddot{s} = \frac{2m}{\varphi_{12}^2} \cdot \varphi - \frac{2m \cdot \varphi_1}{\varphi_{12}^2} \end{cases} \tag{5.13}$$

...le îndeplinesc condiţiile iniţiale impuse şi se remarcă fa-... valoarea maximă a acceleraţiei se obţine pentru $\varphi = \varphi_1 - \varphi_{12}$ ...egală cu : $\ddot{s}_{max} = - \frac{2m}{\varphi_{12}}$ .

Pentru a micşora valoarea maximă a acceleraţiei şi pentru a o- ţine această valoare undeva la mijlocul zonei de decelerare se pune o condiţie suplimentară şi anume : pentru $\varphi = \varphi_1 - \varphi_{12}$ $\ddot{s} = 0$
In acest caz polinomul mişcării este de grad patru :

$$s = a_4 \cdot \varphi^4 + a_3 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + a_1 \cdot \varphi + a_0 \qquad (5.14)$$

Punînd condiţiile de margine se scrie un sistem cu cinci ecuaţii:

$$\begin{cases} a_4 \cdot \varphi_1^4 + a_3 \cdot \varphi_1^3 + a_2 \cdot \varphi_1^2 + a_1 \cdot \varphi_1 + a_0 = s_0 + h \\ 4a_4 \cdot \varphi_1^3 + 3a_3 \cdot \varphi_1^2 + 2a_2 \cdot \varphi_1 + a_1 = 0 \\ 12a_4 \cdot \varphi_1^2 + 6a_3 \cdot \varphi_1 + 2a_2 = 0 \\ 4a_4(\varphi_1 - \varphi_{12})^3 + 3a_3(\varphi_1 - \varphi_{12})^2 + 2a_2(\varphi_1 - \varphi_{12}) + a_1 = m \\ 12a_4(\varphi_1 - \varphi_{12})^2 + 6a_3(\varphi_1 - \varphi_{12}) + 2a_2 = 0 \end{cases} \qquad (5.15)$$

Rezolvarea acestui sistem permite determinarea coeficienţilor $a_0$ ... .. $a_4$ şi scrierea polinomului de mişcare.

Pentru a evidenţia simetria zonei de decelerare faţă de zona de accelerare, executăm o translaţie a sistemului de axe de coordonate astfel încît originea noului sistem să fie în punctul de racord B , ca în fig. 5.3 . Presupunem ipoteza simplificatoare că unghiurile $\varphi_{12} = \varphi_1 = 1$ şi punem următoarele condiţii iniţiale : la $\varphi = 0$ $s = 0$ , $\dot{s} = m$ , $\ddot{s} = 0$ şi la $\varphi = \varphi_{12} = 1$ $\dot{s} = 0$ şi $\ddot{s} = 0$ . Din primele trei condiţii rezultă că $a_0 = 0$ , $a_1 = m$ , $a_2 = 0$ . Ultimile două condiţii permit scrierea unui sistem de două ecuaţii :

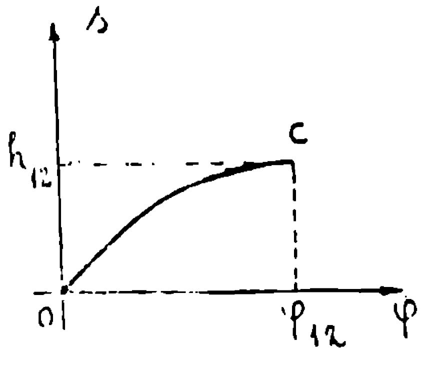



fig. 5.3

$$\begin{cases} 4a_4 + 3a_3 + m = 0 \\ 12a_4 + 6a_3 = 0 \end{cases} \qquad (5.16)$$

de unde se determină $a_3 = -m$ şi $a_4 = m/2$
Rezultă ecuaţiile polinomului şi a derivatelor sale:

$$s = \frac{m}{2} \cdot \varphi^4 - m \cdot \varphi^3 + m \cdot \varphi \qquad (5.17)$$

$$\dot{s} = 2m \cdot \varphi^3 - 3m \cdot \varphi^2 + m$$

$$\ddot{s} = 6m\cdot\varphi^2 - 6m\cdot\varphi$$

Pentru valoarea $\varphi = 1$, $s = h_{12} = m/2$ . Pentru a determina valoarea și poziția accelerației maxime se anulează derivata de ordin trei a polinomului mișcării și obținem :

pentru $\dddot{s} = 12m\cdot\varphi - 6m = 0$ rezultă $\varphi = 1/2$ iar accelerația maximă negativă are valoarea $\ddot{s}_{min} = -3m/2$ .

Dacă unghiurile de accelerare și decelerare sînt egale, cele două legi de mișcare polinomială asigură următoarele egalități:

$$h_1 = h_2 = h_r/2 = \frac{m}{2}\frac{\varphi_r}{2}$$

pentru $\varphi_{11} = \varphi_{12} = \varphi_r/2$ și considerînd $\varphi_{11} = \varphi_{12} = 1$ rezultă accelerația maximă

$$|\ddot{s}_{max}| = 3m/2 \qquad (5.18)$$

Obs. In paragrafele de mai sus s-a lucrat cu formule reprezentînd viteze și accelerații relative.

### 5.3.4. Ecuațiile de mișcare pentru faza de coborîre

Pentru a ușura studiul legilor de mișcare în faza de coborîre se procedează la o nouă translație a sistemului de axe astfel încît axa verticală să treacă prin punctul de racordare C , așa cum se vede în fig. 5.4 . O simplificare suplimentară se face prin considerarea înălțimii totale h și a unghiului de coborîre $\varphi_2$ ca și valori unitare $h = 1$ ; $\varphi_2 = 1$ . Condițiile limită care se pun în acest caz sînt : la $\varphi = 0$ $s = h = 1$ , $\dot{s} = 0$ , $\ddot{s} = 0$ și la $\varphi = 1$ $s = 0$ , $\dot{s} = 0$ și $\ddot{s} = 0$ .

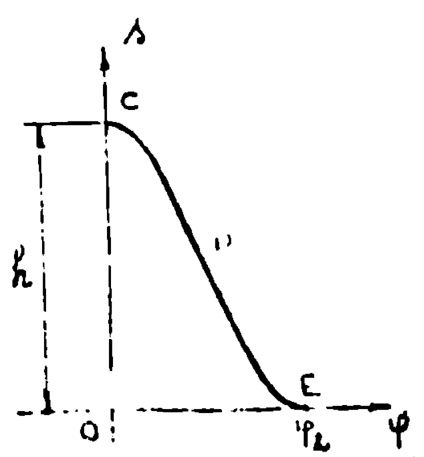



fig. 5.4

Ecuația de mișcare se poate pune sub forma unui polinom de gradul cinci:

$$s = a_5\cdot\varphi^5 + a_4\cdot\varphi^4 + a_3\cdot\varphi^3 + a_2\cdot\varphi^2 + a_1\cdot\varphi + a_0 \qquad (5.19)$$

Deci ecuațiile de mișcare sînt :

$$s = a_5\cdot\varphi^5 + a_4\cdot\varphi^4 + a_3\cdot\varphi^3 + 1$$

$$\dot{s} = 5a_5\cdot\varphi^4 + 4a_4\cdot\varphi^3 + 3a_3\cdot\varphi^2 \qquad (5.20)$$
$$\ddot{s} = 20a_5\cdot\varphi^3 + 12a_4\cdot\varphi^2 + 6a_3\cdot\varphi$$

deoarece din condiţiile iniţiale a rezultat că $a_0 = 1$, $a_1 = 0$ şi $a_2 = 0$.
Pentru $\varphi = 1$ sistemul se scrie sub forma :

$$\begin{cases} a_5 + a_4 + a_3 = -1 \\ 5a_5 + 4a_4 + 3a_3 = 0 \\ 20a_5 + 12a_4 + 6a_3 = 0 \end{cases} \qquad (5.21)$$

Prin rezolvarea acestui sistem se obţin coeficienţii $a_5 = -6$, $a_4 = 15$, $a_3 = -10$.

Cunoscînd coeficienţii ecuaţiilor de mişcare, acestea se pot scrie astfel :

$$\begin{cases} s = 1 - 6\cdot\varphi^5 + 15\cdot\varphi^4 - 10\cdot\varphi^3 \\ \dot{s} = -30\cdot\varphi^4 + 60\cdot\varphi^3 - 30\cdot\varphi^2 \\ \ddot{s} = -120\cdot\varphi^3 + 180\cdot\varphi^2 - 60\cdot\varphi \end{cases} \qquad (5.22)$$

Anulînd derivata a treia se determină poziţia şi valoarea maximă pentru acceleraţia maximă negativă şi pozitivă :

la $\varphi_1 = 0{,}211$ $\quad \ddot{s}_{min} = -5{,}77$
şi la $\varphi_2 = 0{,}789$ $\quad \ddot{s}_{max} = 5{,}77$

Aceste valori raportate, obţinute la condiţia $h = 1$ şi $\varphi_2 = 1$, permit o comparare rapidă între diferite legi de mişcare.

Pentru a obţine o mişcare cu un grad de netezire superior, se impune anularea supra_acceleraţiei la capetele intervalului $\varphi_2$ ca şi o condiţie suplimentară.

In acest caz polinomul mişcării este de gradul şapte :

$$s = a_7\cdot\varphi^7 + a_6\cdot\varphi^6 + a_5\cdot\varphi^5 + a_4\cdot\varphi^4 + 1 \qquad (5.23)$$

în continuare pentru condiţiile puse la $\varphi = 1$ rezultă un sistem de ecuaţii cu ajutorul căruia se determină coeficienţii :

$a_7 = 20$, $a_6 = -70$, $a_5 = 84$, $a_4 = -35$

Se pot scrie în continuare ecuaţiile de mişcare sub forma :

$$s = 1 + 20\cdot\varphi^7 - 70\cdot\varphi^6 + 84\cdot\varphi^5 - 35\cdot\varphi^4 \qquad (5.24)$$
$$\dot{s} = 140\cdot\varphi^6 - 420\cdot\varphi^5 + 420\cdot\varphi^4 - 140\cdot\varphi^3$$

$$\ddot{s} = 840\cdot\varphi^5 - 2100\cdot\varphi^4 + 1680\cdot\varphi^3 - 420\cdot\varphi^2$$
$$\dddot{s} = 4200\cdot\varphi^4 - 8400\cdot\varphi^3 + 5040\cdot\varphi^2 - 840\cdot\varphi$$

Anulînd ultima ecuaţie se obţin poziţiile extreme ale acceleraţiei:

$\varphi_1 = 0,275$ şi $\varphi_2 = 0,725$ pentru care valorile maxime relative ale acceleraţiei sînt :

$$\ddot{s} = -7,51 \quad \text{şi} \quad \ddot{s} = +7,51$$

Cele două legi de mişcare polinomială şi derivatele lor sînt prezentate mai jos sub formă tabelară în valori relative:

$s = 1 - 6\cdot\varphi^5 + 15\cdot\varphi^4 - 10\cdot\varphi^3$ Tabelul 5.1

| $\varphi$ | s | $\dot{s}$ | $\ddot{s}$ | $\dddot{s}$ | obs. |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1 | 0 | 0 | - 60 | |
| 0,05 | - | - | - 2,57 | - | |
| 0,1 | 0,99 | - 0,243 | - 4,32 | - 27,60 | |
| 0,2 | 0,942 | - 0,768 | - 5,76 | - 2,40 | |
| 0,211 | - | - | - 5,77 | 0 | accel. min. |
| 0,3 | 0,837 | - 1,323 | - 5,04 | 15,60 | |
| 0,4 | 0,683 | - 1,728 | - 2,88 | 26,40 | |
| 0,5 | 0,50 | - 1,875 | 0 | 30,00 | viteză min. |
| 0,6 | 0,317 | - 1,728 | 2,88 | 26,40 | |
| 0,7 | 0,163 | - 1,323 | 5,04 | 15,60 | |
| 0,789 | - | - | 5,77 | 0 | accel. max. |
| 0,8 | 0,058 | - 0,768 | 5,76 | - 2,40 | |
| 0,9 | 0,008 | - 0,243 | 4,32 | - 27,60 | |
| 0,95 | - | - | 2,57 | - | |
| 1,0 | 0 | 0 | 0 | - 60 | |

$s = 1 + 20\cdot\varphi^7 - 70\cdot\varphi^6 + 84\cdot\varphi^5 - 35\cdot\varphi^4$ Tabelul 5.2

| $\varphi$ | s | $\dot{s}$ | $\ddot{s}$ | $\dddot{s}$ | obs. |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | |
| 0,1 | 0,997 | - 0,102 | - 2,720 | - 41,58 | |
| 0,2 | 0,966 | - 0,573 | - 6,451 | - 26,88 | |
| 0,275 | - | - | - 7,510 | 0 | |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| o,3 | o,374 | -1,296 | -7,4o8 | [illegible] |  |
| o,4 | o,71o | -1,935 | -4,838 | 40,32 |  |
| o,5 | o,5 | -2,187 | o | [illegible] | viteză min. |
| o,6 | o,289 | -1,935 | 4.838 | 40,32 |  |
| o,7 | o,126 | -1,296 | 7,4o8 | [illegible] |  |
| o,725 | - | [illegible] | 7,51o | o | acceler. max. |
| o,8 | o,o33 | -o,573 | 6,451 | [illegible] |  |
| o,9 | o,oo3 | -o,1o2 | 2,72o | -41,58 |  |
| 1,o | o | o | o | o |  |

Analizînd rezultatele obținute, rezultă că mărind gradul de netezire a legii de mișcare, prin anularea derivatelor de ordin superior la capetele intervalului de mișcare, se ajunge și la mărirea valorilor maxime a le vitezei și a accelerației, situație ce este dezavantajoasă din punct de vedere cinematic și dinamic.

Cea mai avantajoasă lege de mișcare este cea de tip 3-4-5, care are valori moderate pentru vitezele și accelerațiile maxime pozitive și negative, fără a prezenta șocuri.

## 5.4 Calculul analitic a razei cercului de bază pentru cama mecanismului de perforare

Calcularea razei cercului de bază se face pornind de la necesitatea respectării unor condiții geometrice și cinematice care să asigure mecanismul împotriva apariției unor forțe mari la nivelul cuplei cinematice superioare. Acest fenomen poate duce la apariția unor zgomote, vibrații, uzură puternică și în ultimă instanță la fenomenul de autoblocare.

Calculul analitic se face în baza celor expuse la paragraful 32, unde s-a prezentat o formulă pentru calcularea unghiului $\delta$.

$$tg\,\delta = \frac{\frac{v_b}{\omega_1} \pm (d \cos\psi - R_t)}{d \sin\psi_o}$$

In relaţie s-au făcut următoarele notaţii:

- $\delta$ unghiul de presiune
- $v_b/\omega_1$ viteza redusă a punctului caracteristic al tachetului
- $d$ distanţa între axa tachetului şi axa camei
- $R_t$ lungimea tachetului între ax şi punctul caracteristic
- $\psi$ unghiul de oscilaţie al tachetului
- $\psi_0$ unghiul tachetului corespunzător razei de bază

Rezultă că dacă se impune un anumit unghi de presiune $\delta$ / 53 / şi implicit un unghi de transmitere $\gamma = \pi/2 - \delta$, atunci pentru toate poziţiile mecanismului contrar de rotire a camei trebuie să se găsească sub dreapta care se duce prin vîrful vectorului viteză redusă a tachetului şi face cu acesta un unghi $\gamma$, vectorul viteză fiind rabătut cu $90^0$ (deci pe direcţia tachetului), în sensul de rotire a camei. Această observaţie stă şi la baza determinării pe cale analitică a razei cercului de bază. In fig. 5.5 se prezintă graficul de lucru pentru acest scop. Tachetul AB de lungime $\ell$ s-a introdus într-un sistem de axe coordonate xoy. Cursa h a tachetului se consideră între poziţiile extreme ale punctului caracteristic $AB_1$ şi $AB_2$.

In capitolele precedente s-a ajuns la concluzia că sensul optim pentru ...tirea camei este de ... vîr-

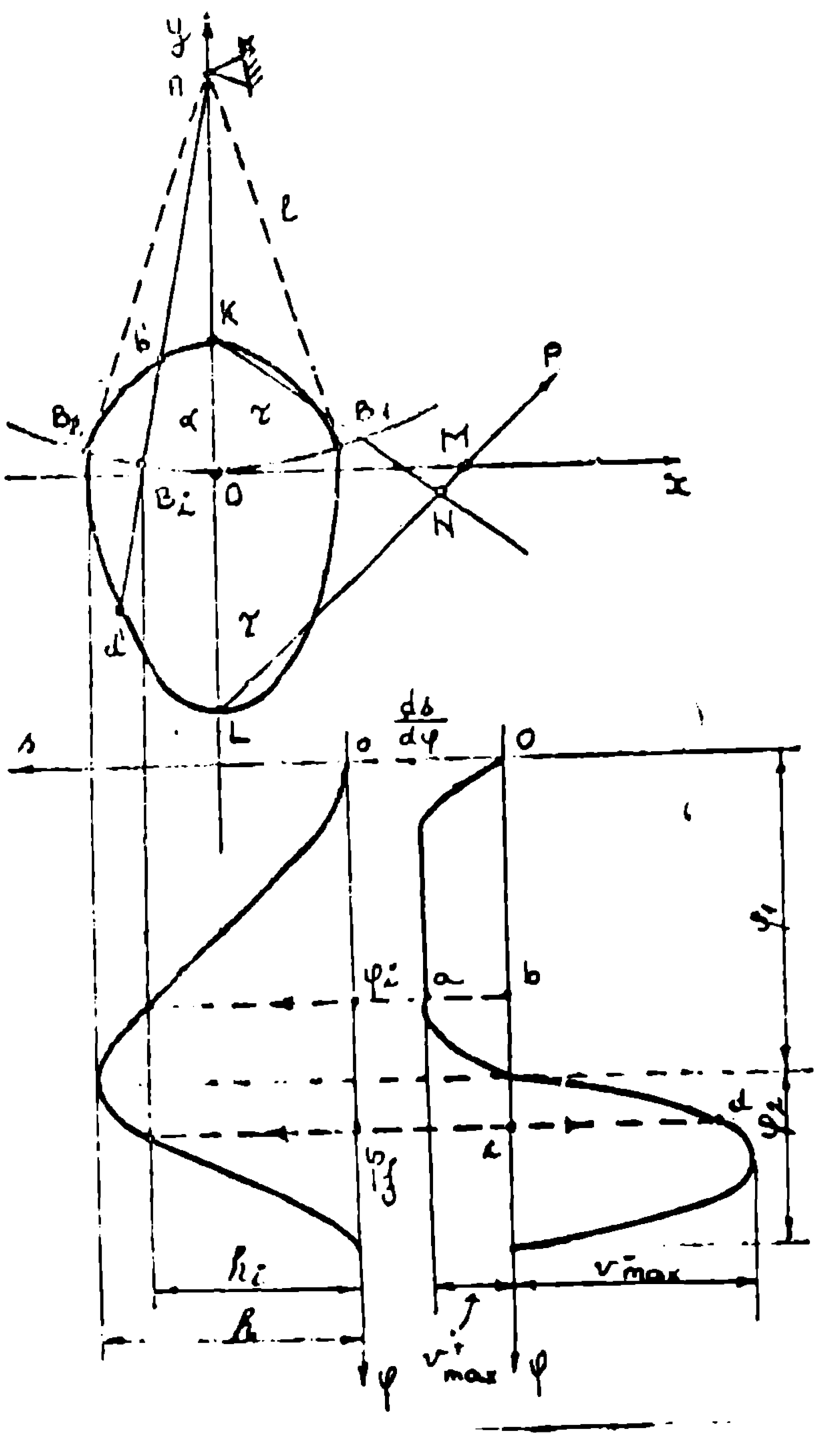



fig. 5.5

ful tachetului spre articulaţie. Prin urmare diagrama spaţiului $s = s(\varphi)$ s-a prezentat corespunzător unei mişcări de jos în sus. Pentru un unghi curent $\varphi_1$ se stabileşte înălţimea $h_1$ din ecuaţia de mişcare. Prin punctul de abscisă $h/2 - h_1$ se duce o dreaptă verticală care la intersecţia cu cercul avînd raza egală cu $\ell$ şi centrul de coordonate $A(0, \ell)$, ne dă coordonatele punctului $B_1$ şi două poziţii punctului caracteristic. Se dau mai jos ecuaţia dreptei verticale prin punctul $B_1$ şi a cercului avînd raza $\ell$ şi centrul în punctul A :

$$\begin{cases} x = \frac{h}{2} - h_1 \\ x^2 + y^2 - 2\ell y = 0 \end{cases} \tag{5.24}$$

Coordonatele punctului curent $B_1$ aflate cu ajutorul ecuaţiei sînt următoarele :

$$x_{B1} = \frac{h}{2} - h_1 \quad \text{şi} \quad y_{B1} = \ell - \sqrt{\ell^2 - (\frac{h}{2} - h_1)^2} \tag{5.25}$$

In continuare se poate scrie ecuaţia dreptei care trece prin punctele A şi $B_1$ :

$$y = \ell - \frac{\sqrt{\ell^2 - (\frac{h}{2} - h_1)}}{(\frac{h}{2} - h_1)} \cdot x \tag{5.26}$$

In următoarea etapă se stabilesc coordonatele punctului b' astfel ca pentru $\varphi = \varphi_1$ segmentul $ab = B_1b'$, iar pentru unghiul $\varphi_j$ corespunzător fazei de coborîre se determină punctul d' astfel ca segmentul $cd = B_1d'$. Segmentele ab şi cd reprezintă vitezele reduse rabătute, a căror mărime se determină pentru $\varphi_1$ şi $\varphi_j$ din ecuaţiile sau graficele de mişcare. Cu mulţimea de puncte b' şi d' se pot trasa curbele $B_1KB_2$ şi $B_1LB_2$ .

In cazul construcţiei grafice prin fiecare punct b' şi d' se duc drepte care fac cu direcţia $AB_1$ unghiul $\tau$ . Se stabileşte astfel în partea dreaptă o zonă în care poate fi poziţionat centrul de rotaţie a camei. Pentru a determina această zonă pe cale analitică procedăm în felul următor :

a) se notează cu $m_1$ panta dreptei $AB_1$

$$m_1 = -\frac{\sqrt{\ell^2 - (\frac{h}{2} - h_1)^2}}{\frac{h}{2} - h_1} \tag{5.27}$$

b) pentru a determina coordonatele punctelor b' şi d' se calculează lungimea segmentelor de dreaptă $\ell_{b'} = B_1b'$ şi $\ell_{d'} = B_1d'$ cu ajutorul unei scări a lungimilor $k_s$ .

c) din fig. 5.5 se deduc coordonatele punctelor b' şi d'

$$\begin{cases} x_{b'} = x_{Bi} - \ell_{b'} \cos \alpha \\ y_{b'} = y_{Bi} + \ell_{b'} \sin \alpha \end{cases} \qquad \begin{cases} x_{d'} = x_{Bi} + \ell_{d'} \cos \alpha \\ y_{d'} = y_{Bi} - \ell_{d'} \sin \alpha \end{cases} \qquad (5.2\ )$$

unde $\alpha = \operatorname{arctg} m_i$ .

Dreapta care trece prin punctul b' şi face cu direcţia $AB_i$ un unghiul $\tau$ are faţă de orizontală unghiul $(\alpha + \tau)$ .

Ecuaţia ei este următoarea :

$$y = x\ tg(\alpha + \tau) + y_{b'} - x_{b'}(\alpha + \tau) \qquad (5.\ )$$

Dreapta similară care trece prin punctul d' are faţă de orizontală înclinarea $(\alpha - \tau)$ şi ecuaţia ei este următoarea :

$$y = x\ tg(\alpha - \tau) + y_{d'} - x_{d'} \cdot tg(\alpha - \tau) \qquad (5.\ )$$

Intersectînd aceste drepte cu axa orizontală $y = 0$ se obţin abscisele a două puncte :

$$x_1 = x_{b'} - \frac{y_{b'}}{tg(\alpha + \tau)} \quad \text{şi} \quad x_2 = x_{d'} - \frac{y_{d'}}{tg(\alpha - \tau)} \qquad (5.31)$$

Pentru fiecare pereche de unghiuri $\varphi_i$ şi $\varphi_j$ se obţine o pereche de valori $x_1$ şi $x_2$ . Din mulţimea acestor valori se aleg valorile maxime $x_{1max}$ şi $x_{2max}$ identificîndu-se şi ecuaţiile din care rezultă. Dacă se plasează axa camei pe axa absciselor $y = 0$ şi dacă $x_{2max} > x_{1max}$ atunci coordonatele axei camei sînt : $( x_{2max} , 0 )$

Intersectînd dreptele pentru care s-a obţinut $x_{1max}$ şi $x_{2max}$ rezultă coordonatele punctului N , unde prin plasarea axei camei se obţine cercul de bază cu raza minimă.

Procedeul expus mai sus implică un volum mare de calcule şi din acest motiv pentru unghiuri de oscilaţie mici ale tachetului se poate aplica un procedeu simplificat de calcul care permite o determinare mai rapidă şi suficient de precisă a coordonatelor axei camei.

Se remarcă simetria mişcării tachetului faţă de axa yo cît şi simetria funcţiei de viteză pentru o anumită zonă a mişcării faţă de aceiaşi axă. In această situaţie dreptele care sînt duse prin punctele K şi L permit obţinerea abscisulor maxime, deoarece segmentele de dreaptă OK şi OL sînt proporţionale cu vitezele maxime corospunzătoare celor două faze. Notînd aceste viteze cu $v^{+}_{max}$ şi respectiv cu $v^{-}_{max}$ , coordonatele punctului K şi ale punctului L sînt : $( 0 , v^{+}_{max} )$ şi respectiv $( 0 , v^{-}_{max} )$ .

Dreptele KN şi LN au următoarele ecuaţii:

$$y = x\,tg\left(\frac{\pi}{2} + \tau\right) + v^{+}_{max}$$

și
$$y = x\,tg\left(\frac{\pi}{2} - \tau\right) + v^{-}_{max} \qquad (5.32)$$

Coordonatele punctului N sînt următoarele :

$$x_N = \frac{v^{-}_{max} - v^{+}_{max}}{tg\left(\frac{\pi}{2} + \tau\right) - tg\left(\frac{\pi}{2} - \tau\right)} \qquad (5.33)$$

și
$$y_N = \frac{\left(v^{-}_{max} - v^{+}_{max}\right)\cdot tg\left(\frac{\pi}{2} + \tau\right)}{tg\left(\frac{\pi}{2} + \tau\right) - tg\left(\frac{\pi}{2} - \tau\right)} + v^{+}_{max} .$$

Pentru cama cu axa plasată pe axa orizontală se determină abscisa punctului M :

$$x_M = -\frac{v^{-}_{max}}{tg\left(\frac{\pi}{2} - \tau\right)} = \frac{v^{-}_{max}}{tg\,\delta} \qquad (5.34)$$

Pentru a determina poziția axei camei centrice $e = 0$ , se caută punctul P de intersecție a cercului de rază $\ell$ cu centrul în A, cu dreapta LM . Dacă unghiul de presiune impus $\delta_{max}$ este sub o anumită limită, dreapta LM nu intersectează cercul și deci nu avem o soluție pentru acest caz.

In cazul mecanismelor de perforare alegem punctul M ca și poziție a axului camei.

Raza cercului de bază se determină cu formula de mai jos :

$$r_b = x_M - \frac{h}{2} \qquad (5.35)$$

Exemplu Se calculează $r_b$ pentru cama cu lege de mișcare cosinusoidală pentru care viteza maximă are valoarea $v^{-}_{max} = -\pi h/2\varphi_2$.
Cu relațiile de mai sus se calculează:

$$x_M = \frac{\pi\cdot h}{2\cdot\varphi_2\,tg\,\delta} \quad \text{și} \quad r_b = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi}{\varphi_2 tg\,\delta} - 1\right) \qquad (5.36)$$

Considerînd $\delta = 45^{o}$ ca și o valoare recomandată pentru calcule orientative și $\varphi_2 = \pi/12$ mărimea unghiului fazei de coborîre, unghi corespunzător unei came cvadruple, came frecvent utilizate în mecanismele de perforare, rezultă :

$$r_b = 5{,}5\ h \qquad (5.37)$$

unde h este înălțimea maximă de ridicare a tachetului în timpul funcționării mecanismului.

## 6 Sinteza dinamică a mecanismului de perforare

### 6.1 Introducere

Pentru sinteza mecanismelor care lucrează la viteze mari, nu este suficientă aplicarea principiilor de sinteză cinematică, deoarece în acest caz nu se ține cont de modificările care intervin în funcționare, modificări datorate parametrilor dinamici ai mecanismului. Deformările elastice ale elementelor care compun sistemul mecanic, vibrațiile și șocurile sînt principalele fenomene care afectează dinamica mecanismului și de influența cărora trebuie să ținem cont în acțiunea de proiectare. O sinteză dinamică corespunzătoare trebuie să fie precedată de un studiu bine orientat asupra particularităților cinematice și dinamice ale mecanismului. Nu se poate omite în cadrul acestui studiu problema structurii mecanismului precum și soluțiile constructive adoptate.

Un instrument de studiu foarte eficient în acest sens îl constituie modelarea matematică a sistemului mecanic de studiat.

In funcție de numărul parametrilor aleși pentru modelarea mecanismului, modelul matematic are o complexitate diferită. Un model mai elementar poate avea în același timp o valabilitate mai generală și prezintă avantajul unei tratări matematice mai accesibile.

In foarte multe cazuri aceste modele dau rezultate satisfăcătoare, pentru unele situații însă ele prezintă un coeficient de modelare specifică foarte scăzut, ele nepermițînd scoaterea în evidență a unor fenomene cu implicație în buna funcționare a sistemului.

Așa cum s-a arătat în capitolul 3 , pentru analiza și sinteza mecanismelor cu came se utilizează o gamă largă de modele matematice, începînd cu modele cu un singur grad de libertate pînă la modele cu 16 grade de libertate. Desigur că abordarea matematică a unui model cu cît mai mulți parametri și implicit cu mai multe grade de libertate, este un deziderat firesc care are drept finalitate o apropiere cît mai intimă de realitatea fenomenologică a sistemului studiat . Dificultățile întîmpinate la rezolvarea lor ne impun renunțarea la anumiți parametri , păstrîndu-ne latitudinea de a alege pe aceia pe care îi considerăm drept cei mai reprezentativi pentru o descriere cît mai corectă a funcționării sistemului.

Pentru mecanismul cu came, considerat ca un sistem care furnizează la ieșirea o funcție dorită, parametrii funcționali se vor alege în concordanță cu ponderea pe care o au în realizarea cît mai corectă a funcției de ieșire solicitată.

In literatura de specialitate se apreciază că în general, mecanismele de tip camă -tachet sînt suficient de bine modelate cu ajutorul modelului cu un singur grad de libertate, concluzie care a fost verificată parțial și în practică.

## 6.2 Stabilirea modelului matematic al mecanismului

### 6.2.1. Analiza modelului matematic cu un grad de libertate

In vederea stabilirii unui model matematic adecvat, se prezintă în fig. 6.1 trei variante care se vor analiza din punct de vedere dinamic.

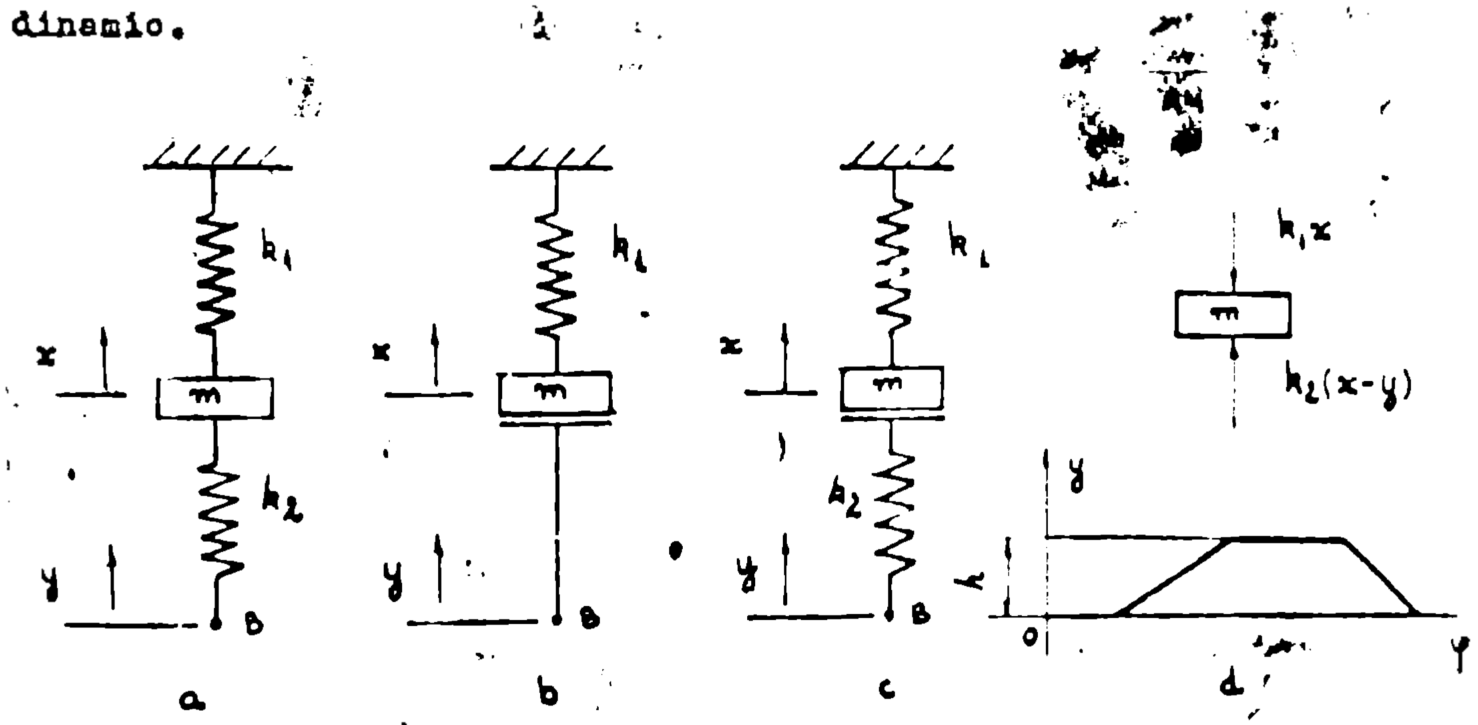



fig. 6.1

Se consideră că masa tachetului notată cu m , concentrează la nivelul acestuia masa întregului sistem. Constanta elastică a arcului care închide cupla superioară a mecanismului s-a notat cu $k_1$ Punctul caracteristic B , este punctul de aplicare a funcției de intrare $y = y(\varphi)$ , funcție materializată pe camă.

Pentru elaborarea modelelor din figură s-a pornit de la presupunerea că tachetul și cama au o rigiditate foarte mare iar $k_2$ reprezintă coeficientul de elasticitate al arborelui camei, așa cum se prezintă în fig. 6.2. Deoarece forța care generează mișcarea tachetului și implicit mișcarea oscilatorie, este o forță proporțională cu funcția de intrare $y = y(\varphi)$, ea se poate exprima sub forma $f = k \cdot y(t)$ unde $k$ este factorul de proporționalitate.

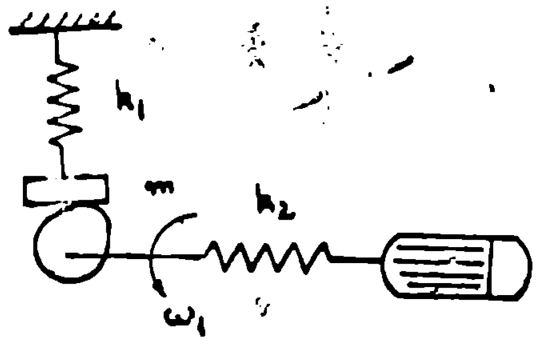



fig.6.2

Această forță $f = f(t)$ este o forță periodică dar nearmonică și care îndeplinește condiția de a putea fi reprezentată prin serii Fourier, adică prin efectul simultan a unui număr teoretic infinit de armonice având frecvențe diferite. Dacă perioada funcției $f=f(t)$ are mărimea $T = 2\cdot\pi/\omega$, atunci forma generală a dezvoltării este următoarea:

$$x = a_0 + a_1\sin(\omega t+\varphi_1) + a_2\sin(2\omega t+\varphi_2) + \ldots\ldots + a_k\sin(k\omega t+\varphi_k) + \ldots\ldots = \sum_{k=0}^{\infty} a_k\sin(k\omega t+\varphi_k) \qquad (6.1)$$

Această dezvoltare se poate pune și sub forma:

$$x = A_0 + A_1\cos\omega t + A_2\cos 2\omega t + \ldots\ldots + A_k\cos k\omega t + \ldots\ldots + B_1\sin\omega t + B_2\sin 2\omega t + \ldots\ldots + B_k\sin k\omega t + \ldots\ldots \qquad (6.2)$$

și deci $\quad x = \sum_{k=0}^{\infty} A_k\cos k\omega t + \sum_{k=1}^{\infty} B_k\sin k\omega t$

unde $\quad a_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \quad$ și $\quad tg\,\varphi_k = \frac{A_k}{B_k} \qquad (6.3)$

Deoarece în cazul mecanismelor cu came, funcția de intrare este cunoscută sub forma obținută în faza de sinteză cinematică, coeficienții $A_k$ și $B_k$ se pot determina pe cale analitică cu ajutorul formulelor :

$$A_k = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)\cdot\cos k\omega t\, dt$$

$$B_k = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)\cdot\sin k\omega t\, dt$$

$$A_0 = \frac{1}{T}\int_0^T f(t)\, dt \; .$$

Dacă funcția de intrare este foarte apropiată de alura unei funcții armonice, se obține o aproximare corespunzătoare luîndu-se în considerare doar armonica fundamentală din seria Fourier.

Se poate deci aprecia că forţa aplicată sistemului are o variaţie armonică de forma $F = F_0 \sin\omega t$ (6.5)
unde $F_0 = h \cdot k/2$, iar deplasarea punctului caracteristic se face tot după o lege armonică de forma :

$$y = y_m \sin \omega t \qquad (6.6)$$

Montarea mecanismului se face cu asigurarea unei forţe elastice de pretensionare notată cu $F_e$.

In modelul din fig. 6.1 a, $k_2$ constanta elastică a arborelui camei este mult mai mare decît constanta $k_1$ a resortului.
Constanta elastică a celor două resoarte înseriate se calculează cu formula de mai jos :

$$k = (k_1 \cdot k_2) / (k_1 + k_2) \qquad (6.7)$$

Deformarea totală la montare cu asigurarea forţei de prestrîngere $F_e$ se calculează cu următoarea relaţie : $f = F_e/k$ (6.8)

Săgeata $f$ se repartizează pe cele două arcuri astfel:

$$f = f_1 + f_2 \quad \text{unde} \quad f_1 = F_e/k_1 \quad \text{şi} \quad f_2 = F_e/k_2 .$$

In aceiaşi proporţie se repartizează şi alte deplasări ale punctului caracteristic B sub acţiunea funcţiei de intrare $y = y(\varphi)$.

Presupunînd că deplasarea $y$ a punctului de ... B este mai mare decît deplasarea $x$ a tachetului, deci $y > x$ se poate scrie ecuaţia de mişcare sub forma :

$$m\ddot{x} = -k_1 x + k_2 (y - x)$$

$$\text{şi} \qquad \ddot{x} + \frac{k_1 + k_2}{m} x = \frac{k_2}{m} y \qquad (6.9)$$

Dacă se notează pulsaţia proprie a sistemului cu $p^2 = (k_1 + k_2)/m$ atunci ecuaţia de mişcare devine:

$$\ddot{x} + p^2 x = \frac{k_2}{m} y \qquad (6.10)$$

Ecuaţia de mai sus are o soluţie generală de forma :

$$x' = A \cos pt + B \sin pt \qquad (6.11)$$

Soluţia generală a ecuaţiei depinde de forma funcţiei de intrare . Pentru cazul în care funcţia de intrare prezintă o zonă cu palier de viteză constantă şi notăm cu $\varphi_1$ unghiul acestei zone şi cu $h$ înălţimea de ridicare corespunzătoare, atunci pentru această zonă se poate scrie relaţia : $y = \frac{h}{\varphi_1} \cdot \varphi = \frac{h}{\varphi_1} \omega t$ şi în acest caz soluţia particulară este: $x = \frac{k_2 y}{m p^2}$ şi deci soluţia generală a ecuaţiei (6.10) este :

$$x = A\cos pt + B\sin pt + \frac{k_2 y}{mp^2} \qquad (6.12)$$

Coeficienții A și B se calculează cu ajutorul condițiilor inițiale : pentru $t = 0$ $x = 0$ $A = 0$

și pentru același moment $\dot{x} = 0$ și $B = -\frac{k_2 \dot{y}}{mp^2}$

In acest caz soluția ecuației are forma de mai jos :

$$x = \frac{k_2}{mp^2}\left( y - \frac{\dot{y}}{p}\sin pt \right) \qquad (6.13)$$

Dacă se neglijează frecarea cu aerul și frecarea în cuplele cinematice, ecuația de mișcare se poate scrie sub formă :

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin \omega t$$

sau

$$\ddot{x} + p^2 x = q \sin \omega t \qquad (6.14)$$

unde am notat $q = F_0/m$

Soluția ecuației diferențiale are două componente :

$$x = x_1 + x_2$$

unde $x_1 = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt$

și $x_2 = C \sin \omega t$

Dacă cama este simplă atunci pulsația funcției de intrare este egală cu viteza unghiulară a camei. Dacă cama este multiplă atunci

$\omega = \omega_c\, x n$ unde $\omega_c$ este viteza unghiulară a camei iar $n$ este factorul de multiplicare al camei.

Punînd condiția ca $x_2$ să verifice ecuația 6.14 se determină valoarea constantei C și soluția devine :

$$x = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + \frac{q}{p^2 - \omega^2}\sin \omega t \qquad (6.15)$$

In continuare prin derivarea soluției x și punînd condițiile limită : $t = 0$, $x = 0$, $\dot{x} = 0$ se obține și valoarea constantelor $C_1$ și $C_2$ :

$$C_1 = \frac{\omega}{p}\cdot\frac{q}{p^2 - \omega^2} \quad \text{iar} \quad C_2 = 0$$

Ecuația mișcării rezultante este deci următoarea :

$$x = \frac{q}{p^2 - \omega^2}\left( \sin \omega t - \frac{\omega}{p}\sin pt \right) \qquad (6.16)$$

Dacă ţinem cont de semnificaţia lui q , ecuaţia de mai sus se poate scrie şi sub forma :

$$x = \frac{F_0}{k} \cdot \left| A_0 \right| \cdot \left( \sin \omega t - \frac{\omega}{p} \sin pt \right) \qquad (6.17)$$

Mişcarea rezultantă fiind o compunere a două mişcări armonice cu pulsaţii diferite $\omega \neq p$ , este o mişcare periodică nearmonică. Ţinînd cont de faptul că $\omega$ este mic faţă de pulsaţia proprie p , această mişcare apare ca şi o mişcare sinusoidală cu perioadă mare , perioadă corespunzătoare funcţiei de intrare, pe care este modulată o mişcare sinusoidală cu o perioadă mică corespunzătoare pulsaţiei p.

Se dă mai jos valoarea factorului de amplificare $|A_0|$ ca şi o funcţie :

$$\left| A_0 \right| = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \qquad (6.18)$$

a cărei variaţie se dă în literatura de specialitate / 10 , 12, 51 /. Analizînd formula factorului de amplificare $A_0$ rezultă că valoarea lui în modul este cu atît mai mică cu cît raportul $\omega / p$ este mai mare. Considerînd constantă valoarea vitezei unghiulare la arborele camei, rezultă că o cale pentru mărirea acestui raport este micşorarea pulsaţiei proprii a sistemului. Această micşorare se poate realiza pe două căi :

- prin micşorarea constantei elastice k ,
- prin mărirea masei tachetului .

Trebuie evidenţiat faptul că din zona pulsaţiilor care prezintă pericol de rezonanţă se poate ieşi şi prin micşorarea raportului $\omega / p$ , astfel încît la limită factorul de amplificare devine egal cu unitatea. Pentru $\omega$ = ct. această scădere se obţine prin mărirea pulsaţiei proprii p . Din formula ( 6.16) a soluţiei generale a cărei grafic se prezintă în fig. 6.3 rezultă următoarele valori pentru soluţiile parţiale:

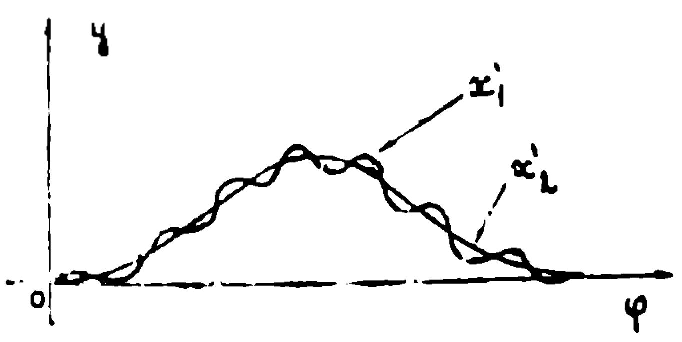



fig. 6.3

$$x_1' = \frac{\omega}{p} \cdot \frac{q}{p^2 - \omega^2} \sin pt \qquad (6.19)$$

$$x_2' = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t$$

Se remarcă că dacă aproximăm funcţia de intrare prin funcţia sinusoidală $x_2'$ , atunci funcţia de ieşire x se abate de la valorile impuse de $x_2'$ tocmai prin pulsaţiile sinusoidale reprezentate de soluţia parţială

Pentru a micşora aceste erori este necesară micşorarea [illegible] soluţiei $x_1'$. Dacă înlocuim pe $q = F_0/m$ şi ţinem cont de [illegible] că $p^2 = k/m$, obţinem următoarea relaţie :

$$x_1' = \frac{F_0}{k} \frac{\frac{\omega}{p}}{1 - (\frac{\omega}{p})^2} \sin pt \qquad (6.20)$$

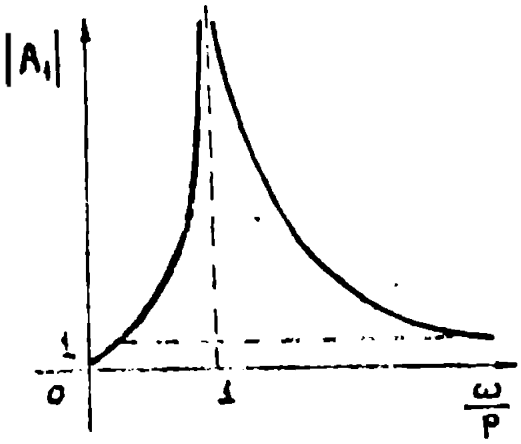


fig. 6.4

unde notăm factorul de amplificare :

$$|A_1| = \frac{\frac{\omega}{p}}{1 - (\frac{\omega}{p})^2}$$

şi deci $$x_1' = \frac{F_0}{k} |A_1| \sin pt \qquad ( [illegible] )$$

In fig. 6.4 s-a prezentat variaţia factorului de amplificare $|A_1|$ funcţie de raportul pulsaţiilor $\omega/p$.

Se remarcă că : $|A_1| = 0$ pentru $\omega = 0$

$|A_1| \to \infty$ pentru $\omega = p$

$|A_1| \to 1$ pentru $\omega/p \to \infty$

Deci pentru a micşora valoarea absolută a factorului $|A_1|$ care amplifică deformaţia statică $x_{st} = F_0 / k$, trebuie să procedăm ca şi în cazul soluţiei generale $x$.

Modalitatea cea mai adecvată în acest scop este mărirea rigidităţii sistemului, deci mărirea valorii pulsaţiei $p$.

Tot în acest sens trebuie procedat şi în vederea reducerii erorii statice care apare ca şi o diferenţă între funcţiile $y$ şi $x$ ca urmare a deformării **arcului** 2.

Eroarea este datorată atît forţei elastice de [illegible] $F_0$, prin componenta $f_2$ a săgeţii $f$ determinată cu formula 6.5, cît şi datorită deplasării punctului caracteristic B ca urmare a aplicării funcţiei de intrare $y$.

In fig. 6.5 se pune în evidenţă eroarea statică de poziţie /59/ notată cu $\varepsilon$ : $\varepsilon = y - x$ şi $y = F/k$ unde $k = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1+k_2}$

dar $x = F/k_1$ şi $\varepsilon = F/k - F/k_1 = y(1 - \frac{k_1}{k_1+k_2})$

Este evident că pentru a micşora eroarea de poziţie este necesar ca

în primul rînd să se mărească rigiditatea arcului 2 . Mărind valoarea constantei elastice $k_2$ mărim într-o oarecare măsură şi rigiditatea totală a sistemului şi deci obţinem o reducere corespunzătoare a factorilor de amplificare $A_0$ şi $A_1$ .
In conformitate cu modelul matematic din fig.6.1a rezultă că îmbunătăţirea dinamicii mecanismului se obţine prin mărirea generală a rigidităţii elementelor componente şi în special a rigidităţii camei şi a arborelui camei. Aplicînd aceste concluzii se ajunge la un model rigid de tipul celui prezentat în fig.6.1 b .

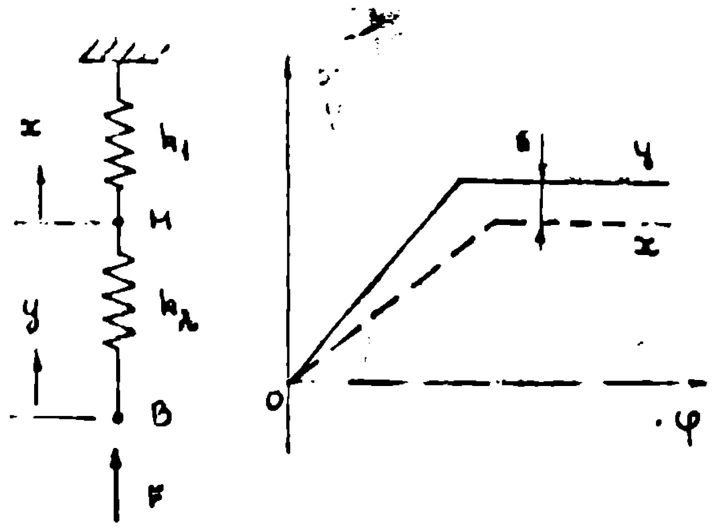



fig. 6.5

## 6.2.2 Modelul matematic rigid

Rigidizarea sistemului mecanic şi în special a părţilor pe care le reprezintă arcul $k_2$ are o serie de efecte favorabile asupra caracteristicilor dinamice atunci cînd nu se ţine cont de posibilitatea desprinderii contactului cuplei cinematice superioare camă - tachet. Acest fenomen este cu atît mai evident şi deci trebuie luat în considerare , cu cît constanta elastică $k_2$ are valoarea mai mare. La montarea mecanismului cu asigurarea unei forţe de prestrîngere corespunzătoare se realizează poziţii de echilibru care se pot considera ca şi poziţii de echilibru static pentru palierul inferior şi palierul superior al funcţiei de intrare.

Pentru zonele de racord a palierelor, poziţiile de echilibru static şi forţele elastice corespunzătoare lor se obţin uşor cunoscînd funcţia de intrare y .

Oscilaţiile punctului M (fig. 6.5) în jurul acestei poziţii de echilibru, după legea sinusoidală dată de formula 6.19 presupune asigurarea unui contact permanent între tachet şi camă.

Deoarece cele două arcuri au constante elastice diferite şi $k_2 \gg k_1$ , săgeţile statice diferă iar $dx_1 \gg dx_2$ .

Deci pentru a realiza linia de echilibru Oφ , aşa cum se vede în fig. 6.6 , arcul $k_2$ se deformează în jos cu $dx_2$ iar arcul $k_1$ se deformează prin strîngere în sus cu săgeata $dx_1$, încît săgeata deformaţiei totale la momentul respectiv se determină prin însumarea celor două deformaţii :

$$f = dx_1 + dx_2 \qquad (6.23)$$

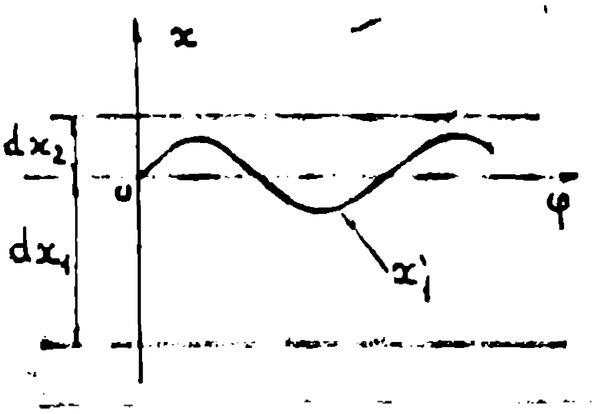


fig. 6.6

Pe de altă parte această deformaţie este realizată prin însumarea a două deplasări distincte :

a) săgeata de pretensionare la montarea mecanismului ,

b) săgeata rezultată prin modificarea poziţiei punctului B ,

Pentru a evita apariţia desprinderilor contactului camă - tachet este necesar ca amplitudinea oscilaţiilor soluţiei $x_1'$ să fie mai mici decît cea mai mică deformare dx, în cazul nostru mai mică decît $dx_2$ .

Dacă notăm cu $y_0$ săgeata de pretensionare la montare şi cu $y$ înălţimea curentă a funcţiei de intrare, atunci deformarea arcului 2 se poate calcula cu formula :

$$dx_2 = \frac{k_1}{k_1 + k_2}\,(y_0 + y) \qquad (6.24)$$

Cunoscînd amplitudinea oscilaţiilor soluţiei $x_1$ din formula 6.19 putem stabilii condiţiile care se impun pentru evitarea desprinderilor :

$$\frac{F_0}{k}\,|A_1| \leqslant \frac{k_1}{k_1 + k_2}\,(-y_0 + y) \qquad (6.25)$$

şi rezultă că :

$$|A_1| \leqslant \frac{k_1^2\,k_2}{(k_1+k_2)^2}\cdot\frac{y_0 + y}{F_0} \qquad (6.26)$$

Condiţia cea mai defavorabilă este pentru valoarea $y = 0$ şi:

$$|A_1| \leqslant \frac{2k_1}{k_1 + k_2}\cdot\frac{y_0}{h} \qquad (6.27)$$

deoarece $F_0 = hk/2$ .

Cu ajutorul relaţiei 6.27 s-a impus deci condiţia necesară pentru evitarea desprinderilor cuplei superioare a mecanismului, desprinderi care ar putea apărea datorită oscilaţiilor induse în sistem în timpul funcţionării.

Menţionăm că această condiţie completează condiţia cinematică impusă la sinteza funcţiei de intrare, de minimizare a zonei de funcţionare cu acceleraţii negative şi a amplitudinilor acestor acceleraţii. La sinteza mecanismelor se va asigura în prima fază eliminarea desprinderilor datorate acestor acceleraţii. În continuare, cunoscînd parametrii caracteristici $m$, $k_1$, $k_2$, $\omega$, $p$, $y_0$ şi $h$ se verifică cu relaţia 6.27 dacă amplitudinea oscilaţiilor se încadrează în limitele stabilite.

Avînd precizate aceste elemente se poate analiza modelul matematic rigid din fig. 6.1b.

Pentru a ilustra mărirea constantei elastice $k_2$, arcul a fost înlocuit cu o bară, care este în contact cu masa concentrată a tachetului, fără a fi însă legată de acesta şi astfel se modelează posibilitatea desprinderii tachetului de camă, desprindere care nu se putea pune în evidenţă la modelul din fig. 6.1 a.

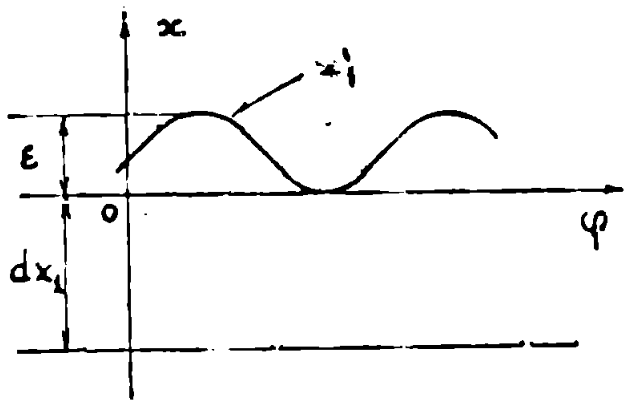



fig. 6.7

Este evident că rigidizarea camei şi a arborelui camei peste anumite limite duce la micşorarea deformaţiei statice $dx_2$ şi în ultimă instanţă la anularea ei, situaţie în care oscilaţiile $x_1'$ se desfăşoară în exclusivitate în partea superioară a liniei $O\varphi$ aşa cum se vede şi în fig. 6.7. Aceasta înseamnă că funcţia de ieşire are faţă de funcţia de intrare o abatere maximă egală cu dublul amplitudinii oscilaţiei $x_1'$ şi deci eroarea este :

$$\varepsilon = 2 \frac{F_0}{k} |A_1| \qquad (6.28)$$

în această situaţie extremă toate oscilaţiile tachetului se traduc în abateri ale funcţiei de ieşire.

Este evident deci că rigidizarea sistemului şi implicit a modelului în partea inferioară este dezavantajoasă din punct de vedere al oscilaţiilor, deoarece acestea nu se mai pot desfăşura în jurul poziţiei de echilibru static şi se produc inevitabil discontinuităţi în lanţul cinematic al sistemului.

Această concluzie impune ca sistemul să fie prevăzut cu o constantă elastică $k_2$ a cărei valoare să fie limitată superior, astfel încît să se asigure un ecart corespunzător desfăşurării oscilaţiilor $x_1'$, aşa cum se arată în fig. 6.6.

Acest deziderat se impune a fi realizat deoarece deformaţiile elastice pot fi cunoscute, compensate şi deci controlate, în timp ce abaterile funcției de ieșire ca urmare a unor desprinderi, sînt mai greu de cunoscut și de controlat.

Aceste concluzii elimină din discuție modelul matematic parțial rigid și soluția constructivă corespunzătoare lui și impun un model dublu elastic cu rigiditatea proiectată corespunzător.

## 6.2.3 Modelul matematic secționat cu elasticitatea echilibrată

Din cele expuse în paragraful precedent rezultă că mecanismul camă - tachet și implicit modelul matematic care îl descrie, trebuie realizat în condițiile respectării anumitor proporții între elementele elastice dispuse de o parte și alta a masei concentrate la nivelul tachetului. Caracteristicile elastice ale sistemului trebuiesc corelate și cu viteza de lucru impusă.

In cazul unei proiectări elastice necorespunzătoare pot apărea următoarele situații :

a) rigidizarea puternică a sistemului și în acest caz scade randamentul mecanismului prin apariția unor forțe mari în cuple, forțe care duc la uzura rapidă a elementelor constructive și la creșterea greutății și a gabaritului mecanismului;

b) o rigidizare parțială excesivă duce, așa cum s-a arătat anterior, la manifestarea puternică a oscilațiilor în sistem și cu desprinderi care afectează precizia funcției de ieșire;

c) o elasticitate mare a sistemului este o situație în care apar abateri de deformare mari, abateri ce sînt însoțite de defazaje între funcțiile de intrare și ieșire.

Modelul matematic cu elasticitatea echilibrată, secționat între arcul 2 și masa concentrată m , așa cum se prezintă în fig. 6.1 c , este un model care ne permite urmărirea fenomenelor prezentate anterior.

Secțiunea efectuată în model simulează cupla superioară la nivelul căreia se pot produce abateri ale funcției de ieșire, abateri care nu pot fi controlate și corectate în mod corespunzător.

In măsura în care forțele de inerție din sistem nu depășesc anumite limite , acest model se comportă identic cu modelul din fig. 6.1 a . La depășirea unor parametri cinematici sau dinamici, parametrii care trebuiesc cunoscuți și impuși, apar desprinderile dintre masa m și partea superioară a arcului $k_2$ .

In capitolul 8 al lucrării, referitor la sinteza mecanismului cu camă se prezintă un procedeu de sinteză elastică a mecanismului, cu compensarea erorilor datorate deformărilor elastice, după ce în prealabil s-a verificat dacă la viteza de lucru proiectată nu apar desprinderi ale cuplei superioare, desprinderi datorate atît forțelor de inerție cît și oscilațiilor din sistem.

Verificarea pentru desprinderea cuplei sub influența oscilațiilor se face introducînd datele necesare pentru a verifica inegalitatea din formula 6.27 , deci :

$$\left| \frac{\frac{\omega}{p}}{1 - \left( \frac{\omega}{p} \right)^2} \right| \leqslant \frac{2k_1}{k_1 + k_2} \cdot \frac{y_0}{h} \qquad (6.29)$$

Dacă relația nu se verifică se impune modificarea constantelor elastice $k_1$ și $k_2$ . Cu aceste modificări, sau modificînd masa concentrată la nivelul tachetului se modifică și pulsația proprie p .

Pentru a nu fi obligați să reproiectăm mecanismul din această cauză, este mai indicat ca verificarea la desprinderi datorate oscilațiilor să se facă în prealabil prin evaluarea parametrilor $k_1$ , $k_2$ și m ai modelului elastic, viteza unghiulară $\omega$ fiind cunoscută din datele inițiale de proiectare.

Dacă în etapele ulterioare de sinteză rezultă necesitatea unei prestrîngeri mai mari decît valoarea inițială $y_o$ , această mărire va avea un efect acoperitor față de situația precedentă.

Se remarcă că prin condiția impusă și descrisă de formula 6.29 se acceptă posibilități largi de ajustare a mecanismului în vederea optimizării funcționării lui. In continuare se ridică problema găsirii unor procedee matematice de investigare a sistemului care să permită obținerea rapidă a unor rezultate corecte și edificatoare. Rezultatele studiului mecanismului vor permite luarea măsurilor celor mai corespunzătoare astfel încît amplitudinea oscilațiilor să se încadreze în niște limite acceptabile prestabilite.

Remarcăm din acest punct de vedere metoda planului fazelor, metodă care se pretează la studierea în general a funcției de răspuns a unui sistem oarecare la o funcție de intrare. In continuare se face o prezentare sumară a metodei și se elaborează un procedeu analitic de utilizare.

## 6.3 Analiza dinamică a mecanismului cu ajutorul unui procedeu analitic a metodei planului fazelor

### 6.3.1 Prezentarea metodei

In cele mai multe cazuri întîlnite în tehnică , funcţia de intrare nu poate fi aproximată în mod corespunzător cu ajutorul primei armonici din seria desvoltării Fourier, deci integrarea ecuaţiei de mişcare ( 6.? ) prin procedeul prezentat la paragraful precedent, nu mai este posibilă.

O variantă convenabilă de integrare în acest caz este metoda planului fazelor, care în lucrările de specialitate / 97 / este prezentată sub o formă grafo - analitică. Metoda are la bază două elemente :

a) funcţia de răspuns a unui sistem mecanic oscilant la semnale de tip treaptă,

b) segmentarea funcţiei de intrare reală într-o succesiune de semnale treaptă care să o aproximeze cît mai convenabil.

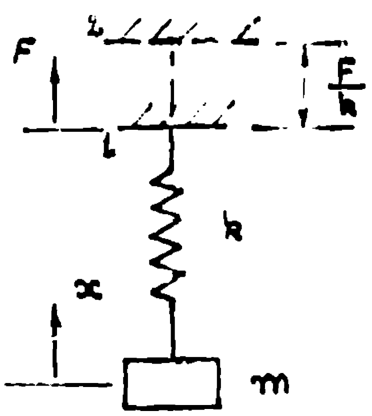



fig. 6.8

Dacă unui sistem mecanic oscilant cu un singur grad de libertate i se aplică o forţă constantă F , care modifică instantaneu poziţia suportului sistemului de la 1 la 2 aşa cum se vede în fig. 6.8 şi provoacă o deformare statică egală cu $a = F/k$ , atunci ecuaţia de mişcare a sistemului, cînd se neglijează pierderile de energie prin frecare, are forma de mai jos :

$$m \ddot{x} + k x = F \qquad (6.30)$$

Soluţia ecuaţiei are următoarea formă :

$$x = A \cos pt + B \sin pt + \frac{F}{k} \qquad (6.31)$$

Mişcarea descrisă de această ecuaţie este o mişcare armonică care se desfăşoară în jurul unei poziţii de echilibru $O_1$ , fig. 6.8 , poziţie deplasată faţă de poziţia iniţială cu deformarea statică $a = F/k$ , deformare care este egală cu jumătate din amplitudinea maximă a mişcării de oscilaţie. Această mişcare se poate reprezenta prin proiecţia pe axa verticală a unui vector rotitor $O_1A = F/k$, vector care se roteşte cu viteza unghiulară $p$. Pentru o poziţie dată, amplitudinea $x_A$ a mişcării se determină cu formula :

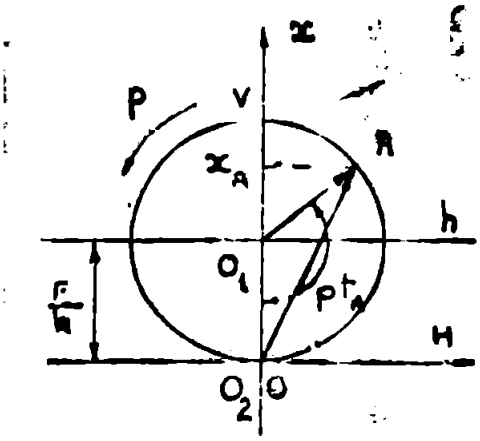



fig. 6.9

$$x_A = \frac{F}{k}\,(\,1 - \cos pt_A\,)$$

După consumarea timpului aferent acestei prime faze a mişcării, în faza următoare intervine o nouă modificare instantanee a valorii forţei $F$. In acest moment de debut a fazei doi se pot distinge următoarele situaţii, care au o influenţă directă asupra modului de calcul a noilor constante din soluţia ecuaţiei de mişcare 6.31 :

a) - forţa $F$ înregistrează un salt oarecare pozitiv,
- forţa $F$ înregistrează un salt oarecare negativ,
- forţa $F$ se anulează

b) - vectorul rotitor se găseşte în poziţia $O_1O$
- vectorul rotitor are poziţia $O_1V$,
- vectorul rotitor are o poziţie oarecare $O_1A$

Prin combinarea variantelor a şi b rezultă 9 situaţii distincte care duc la tot atîtea posibilităţi de continuare a mişcării.

Pentru cazul cînd forţa se anulează într-o poziţie oarecare a vectorului rotitor, ecuaţia de mişcare devine :

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

iar soluţia să este : $\quad x = A\cos pt' + B\sin pt' \qquad (6.32)$

Dacă se consideră momentul $t = t'$ ca şi moment de sfîrşit a fazei unu şi în acelaşi timp de debut a fazei doi, atunci $t' = t - t_1$. Deplasarea şi viteza finală a fazei unu sînt condiţiile iniţiale pentru faza doi şi deci pentru: $t' = 0$, $x = x_1$ şi $\dot{x} = \dot{x}_1$,

unde : $\quad x_1 = \frac{F}{k}\,(\,1 - \cos pt_1\,)$ şi $\dot{x}_1 = \frac{F}{k}\,p\sin pt_1$.

Pentru aceste condiţii iniţiale constantele A şi B au următoarele valori: $\quad A = x_1 \quad$ şi $\quad B = \frac{\dot{x}_1}{p}$, iar ecuaţia de mişcare are următoarea formă :

$$x = x_1 \cos pt' + \frac{\dot{x}_1}{p} \sin pt' \qquad (6.33)$$

Această mişcare este compusă din două mişcări armonice care au aceiaşi pulsaţie şi deci şi ea este tot o mişcare armonică care se poate prezenta în următoarea formă trigonometrică :

$$x = \sqrt{x_1^2 + \left(\frac{\dot{x}_1}{p}\right)^2} \cdot \cos \left( pt' - \theta \right) \qquad (6.34)$$

Unghiul de fază pentru noua mişcare este dat de formula : $\theta = \mathrm{arctg}\,\frac{\dot{x}_1}{p \cdot x_1}$ (6.35)

Se presupune că prima fază de mişcare se încheie în poziţia $O_1A$ atunci din formula 6.34 rezultă că noua amplitudine a mişcării de oscilaţie care se va desfăşura în faza doua este egală cu segmentul $O_2A$. Oscilaţiile fazei a doua au loc în jurul poziţiei iniţiale de echilibru $O_2$.

Pentru alte valori ale forţei $F$, poziţia de echilibru static se mută corespunzător noului raport $F/k$, dar ecuaţia de mişcare 6.34 rămîne valabilă.

Vectorul $O_2A$ îşi continuă mişcarea cu viteza unghiulară $p$ pînă la consumarea intervalului de timp corespunzător acestei faze.

La o nouă modificare a forţei $F$ poziţia de echilibru se mută şi ea şi se recalculează noile condiţii iniţiale.

In cazul rezolvării grafice a problemei se elimină necesitatea calculării condiţiilor iniţiale a valorilor amplitudinii şi a unghiului de fază, deoarece este de remarcat că noul vector rotitor se găseşte unind noua poziţie de echilibru static cu ultima poziţie a vîrfului vectorului rotitor precedent.

Desfăşurate în timp, rotirile acestei succesiuni de vectori ne permit trasarea funcţiei de răspuns a sistemului oscilant la o funcţie de intrare oarecare.

Aplicarea metodei la determinarea funcţiei de ieşire a unui mecanism camă - tachet, presupune următoarele operaţiuni:

1) construirea grafică a diagramei de intrare ,
2) calcularea pulsaţiilor proprii a sistemului,
3) determinarea mărimii pasului de integrare folosit, pentru care se calculează raportul $b = p/\omega$ , unde $\omega$ este viteza unghiulară la arborele camei.
   Deci pentru o rotire a camei cu unghiul $\Delta\varphi$ , vectorul vibraţiei proprii se va roti cu unghiul $\Delta\theta = b\,\Delta\varphi$

4) se împarte diagrama funcției de intrare într-o succesiune de funcții de intrare de tip treaptă,
5) se trasează diagrama funcției de ieșire, așa numita diagramă a planului fazelor.

In mod inerent, datorită procedeului grafic de lucru, diagrama funcției de ieșire va fi afectată de erorile caracteristice metodei.

In cele ce urmează se elaborează un procedeu analitic al acestei metode, care prin găsirea unor formule de recurență generale, permite resolvarea problemei cu ajutorul calculatorului numeric și îmbunătățește astfel precizia metodei.

Scopul final al trasării diagramei de ieșire este, ca și în paragraful precedent, stabilirea unor parametrii constructivi sau funcționali astfel încît în regim dinamic să se asigure continuitatea mecanică a sistemului.

## 6.3.2 Aplicarea procedeului analitic al metodei planului fazelor

Se lucrează în continuare cu modelul matematic al mecanismului prezentat în fig. 6.1.c . Acest model se încadrează în două sisteme de axe de coordonate (fig. 6.10): sistemul hox în care reprezentăm mișcarea punctului caracteristic M de pe masa concentrată a tachetului și sistemul hoy în care reprezentăm mișcarea punctului caracteristic B . In fig.6.10b s-a trasat la o scară convenabilă funcția de intrare $y = y(\varphi)$ , funcție care comandă mișcarea pe verticală a punctului B . Această funcție s-a împărțit într-o serie de funcții treaptă avînd valorile $y_1, y_2, \ldots\ldots y_n$ , care au durata în timp dată de intervalele $\Delta t_1$ , $\Delta t_2$ , ... $\Delta t_n$ . Mărimea intervalelor de timp $\Delta t_i$ și a valorilor $y_i$ se aleg astfel încît funcțiile treaptă să aproximeze cît mai fidel funcția de intrare

Montarea mecanismului se face cu asigurarea unei forțe de prestrîngere care produce o săgeată notată cu $y_u$ . Considerăm că la un moment $t_0$ punctul caracteristic B este deplasat instantaneu în poziția $B_1$ ca urmare a aplicării treptei de mișcare $y = y_1$ din prima fază a succesiunii acestora.

Așa cum s-a arătat anterior, deplasarea totală a punctului B este egală cu:

$$y_1' = y_s + y_1$$

iar forţa necesară pentru a produce această deplasare este egală cu $F_1 = y_1' k$.

Ca urmare a acestui salt punctul M îşi modifică şi el poziţia şi se deplasează faţă de poziţia iniţială la cota $x_1$ :

$$x_1 = \frac{F_1}{k_1} = \frac{y_1' \cdot k}{k_1} = y_1' \frac{k_2}{k_1 + k_2} = y_1' K_1 \qquad (6.36)$$

unde cu $K_1$ s-a notat raportul : $K_1 = k_2 / ( k_1 + k_2 )$

Poziţia $x_1$ este deci noua poziţie de echilibru faţă de care începe să se desfăşoare o mişcare pulsatorie cu amplitudinea $x_1O$, amplitudine notată cu $a_1$. Segmentul $x_1O$ s-a reprezentat la o scară convenabilă în planul fazelor din fig.6.10.c prin segmentul de dreaptă $OO_1$ şi deci $OO_1 = Ox_1 = a_1$.

Oscilaţiile în jurul poziţiei $O_1$ au loc după legea de mişcare descrisă de următoarea ecuaţie :

$$x = a_1 ( 1 - \cos pt ) \qquad 0 < t < t_1$$

Pînă la sfîrşitul primei faze de mişcare, vectorul rotitor $OO_1 = O_1M$ parcurge arcul $OM_1$ cu deschiderea $\Delta \theta_1 = pt_1$.

La terminarea fazei, poziţia punctului M este următoarea :

$$OE_1 = x_1 = a_1 ( 1 - \cos \Delta \theta_1 ) \qquad (6.37)$$

Acest moment constituie şi momentul de debut pentru faza a doua a mişcării cînd se aplică o nouă deplasare $y = y_2$ şi punctul de echilibru ocupă o nouă poziţie statică astfel încît :

$$y_2' = y_s + y_2 \quad \text{şi} \quad x_2 = OO_2 = y_2' K_1$$

După cum s-a arătat şi în paragraful precedent, din acest moment legea de mişcare se schimbă deoarece se schimbă atît amplitudinea cît şi faza mişcării de oscilaţie.

Pentru a afla amplitudinea mişcării apelăm la triunghiul $O_2M_1E_1$, de unde determinăm :

$$a_2 = O_2M_1 = ( E_1M_1^2 + E_1O_2^2 )^{0,5}$$

şi $E_1M_1 = O_1M_1 \sin \Delta \theta_1 = a_1 \sin \Delta \theta_1$

$E_1O_2 = OO_2 - OE_1$

$E_1O_2 = y_2' K_1 - x_1$ şi deci amplitudinea oscilaţiei este :

$$a_2 = (( a_1 \sin \Delta \theta_1)^2 + ( y_2' K_1 - x_1 )^2 )^{0,5} \qquad (6.38)$$

Defazajul mişcării se calculează cu formula de mai jos :

$$\theta_2 = \operatorname{arctg} \frac{E_1M_1}{E_1O_2} = \operatorname{arctg} \frac{a_1 \sin \Delta \theta_1}{y_2' K_1 - x_1} \qquad (6.39)$$

Legea după care mişcarea se desfăşoară în faza a doua este descrisă de următoarea ecuaţie:

$$x = y_2' K_1 + a_2 \cos ( pt + \theta_2 ) \qquad 0 < t \leq t_2$$

Cu această formulă putem calcula poziţia punctului M la sfîrşitul fazei a doua cînd $t = t_2$ :

$$x_2 = OE_2 = y_2' K_1 + a_2 \cos ( pt_2 + \theta_2 ) \qquad (6.40)$$

Din acest moment începe faza a treia a mişcării cînd funcţia de intrare devine egală cu $y = y_3$ şi deci : $y_3' = y_s + y_3$ .
Punctul M ia o nouă poziţie de echilibru static şi oscilaţiile acestei faze se desfăşoară în jurul poziţiei $O_3$ . Amplitudinea mişcării se notează cu $a_3 = O_3M_2$ .
Deplasarea centrului de rotaţie al vectorului mişcării are mărimea :

$OO_3 = y_3' K_1$ şi din triunghiul $O_3E_2M_2$ determinăm :

$$a_3 = ( E_2M_2^2 + E_2O_3^2 )^{0,5}$$

unde

$$E_2M_2 = a_2 \sin ( \theta_2 + \Delta \theta_2 )$$

$$\Delta \theta_2 = pt_2$$

$$E_2O_3 = y_3' K_1 - x_2$$

şi

$$a_3 = (( a_2 \sin ( \theta_2 + \Delta \theta_2 ))^2 + ( y_3'K_1 - x_2 )^2)^{0,5} \qquad (6.41)$$

Unghiul pentru faza acestei mişcări se calculează cu formula :

$$\theta_3 = \operatorname{arctg} \frac{E_2M_2}{E_2O_3} = \operatorname{arctg} \frac{a_2 \sin ( \theta_2 + \Delta \theta_2 )}{y'_3 K_1 - x_2} \qquad (6.42)$$

Ecuaţia de mişcare în această fază este următoarea :

$$x = y_3' K_1 + a_3 \cos ( pt + \theta_3 ) \qquad (6.43)$$

Mişcarea după această lege se desfăşoară pe intervalul de timp $0 < t \leq t_3$ .

La sfîrşitul acestui interval cînd $t = t_3$ amplitudinea mişcării este următoarea :

$$x_3 = OE_3 = y_3' K_1 + a_3 \cos ( \Delta \theta_3 + \theta_3 ) \qquad (6.44)$$

unde $\Delta\theta_3 = pt_3$ . Se determină astfel condițiile inițiale pentru următoarea fază a mișcării.

Cu ajutorul formulelor stabilite pentru primele trei faze ale mișcării se pot determina în continuare formulele de recurență pentru studierea analitică a mișcării în planul fazelor.

Datele necesare pentru inițierea calculelor sînt următoarele:

$m$ masa concentrată a sistemului
$k_1$, $k_2$ constantele elastice ale elementelor
$y_s$ săgeata de prestrîngere
$y_i$ valorile pentru divizarea funcției de intrare
$t_i$ intervalul de timp pentru fiecare valoare
$\Delta\theta_i = pt_i$ unghiul de rotire al vectorului oscilației pentru fiecare interval
$\theta_0 = \theta_1 = 0$ defazajele inițiale nule.

Pentru fiecare interval de timp $t_i$ se calculează:

- deplasarea totală a punctului caracteristic

$$y_i' = y_s + y_i \qquad (6.45)$$

- amplitudinea oscilației

$$a_i = ((a_{i-1} \sin(\Delta\theta_{i-1} + \theta_{i-1}))^2 + (y_i' K_1 - x_{i-1})^2)^{0,5} \qquad (6.46)$$

- unghiul de defazaj al mișcării

$$\theta_i = \operatorname{arctg} \frac{a_{i-1} \sin(\Delta\theta_{i-1} + \theta_{i-1})}{y_i' K_1 - x_{i-1}} \qquad (6.47)$$

- funcția de mișcare pentru faza respectivă

$$x = y_i' K_1 + a_i \cos(pt + \theta_i) \quad \text{pt.} \quad 0 < t \leq t_i \qquad (6.48)$$

- amplitudinea mișcării la sfîrșitul fiecărei faze

$$x_i = y_i' K_1 + a_i \cos(pt_i + \theta_i) \qquad (6.49)$$

Cu ajutorul formulei 6.48 se pot calcula și alte valori pentru poziția punctului M de pe traseul $OM_1M_2M_3$ .... din planul fazelor fig. 6.10c . Pentru fiecare din valorile $x_i$ calculate se determină, din funcția de intrare, valoarea $y_i$ corespunzătoare, și se calculează eroarea:

$$e_i = x_i - y_i \qquad (6.50)$$

In continuare pentru valorile pozitive ale acestor erori, se determină dacă acestea sînt mai mici decît săgeata $f_i$ a arcului . Am stabilit că pentru fiecare moment al mişcării, forţa de închidere statică este :

$$F_i = y_i' \cdot k$$

şi deci săgeata arcului doi se calculează cu formula :

$$f_i = \frac{F_i}{k_2} = \frac{y_i \cdot k}{k_2} = y_i' \cdot \frac{k_1}{k_1+k_2} = y_i' \cdot K_2 \qquad (6.51)$$

unde s-a notat $K_2 = \dfrac{k_1}{k_1 + k_2}$

Pentru a evita desprinderea cuplei superioare în timpul funcţionării mecanismului este deci necesar să se îndeplinească următoarea condiţie :

$$e_i \leq y_i' \cdot K_2 \qquad (6.52)$$

Relaţia de mai sus se va verifica pentru cît mai multe poziţii de mişcare şi în special pentru zonele de mişcare cu acceleraţii negative ale funcţiei de intrare, unde acest fenomen se manifestă cu o probabilitate crescută.

Dacă prin verificarea relaţiei se relevă posibilitatea apariţiei unor desprinderi, atunci se vor lua măsuri de reluarea sintezei mecanismului, inclusiv modificarea funcţiei de intrare, dacă acest lucru se dovedeşte a fi necesar.

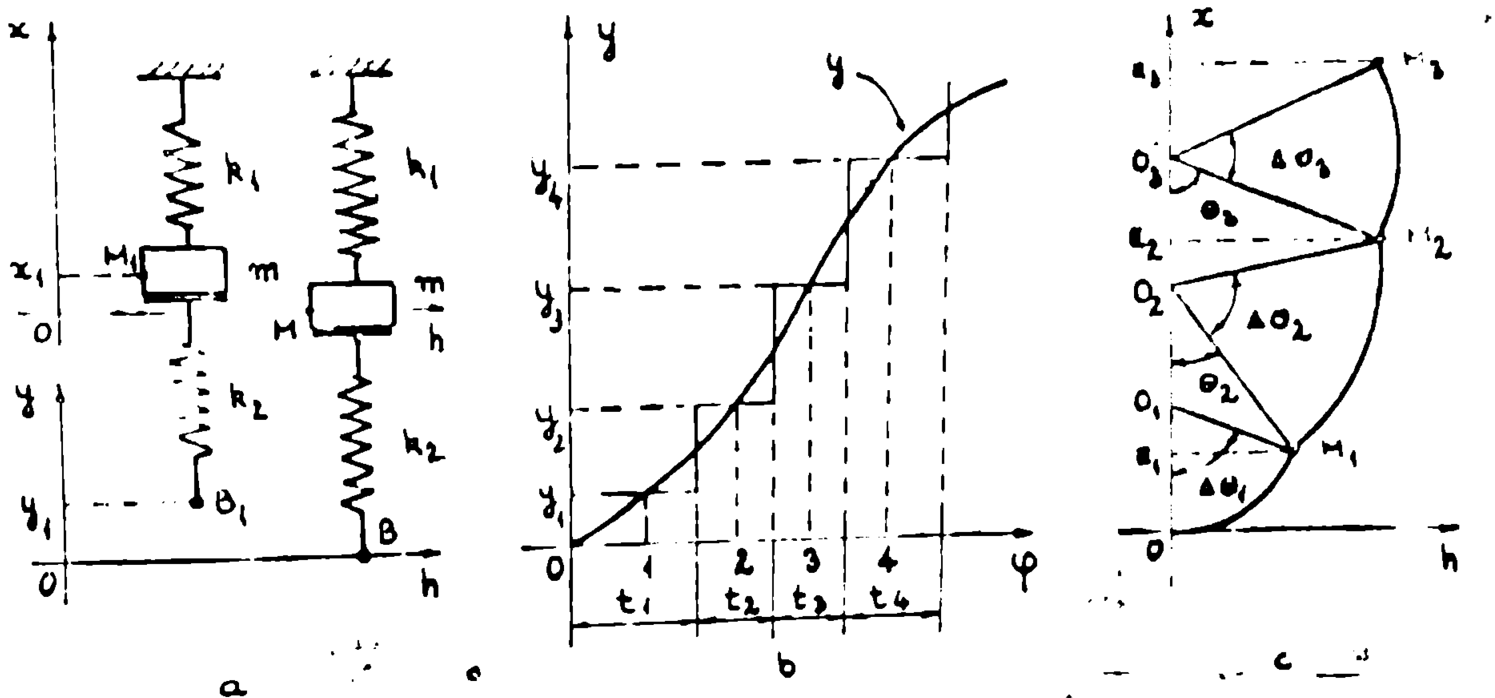



fig. 6.10

## 6.4 Sinteza dinamică a mecanismului prin metoda diferențelor finite

### 6.4.1 Integrarea numerică a ecuației diferențiale a mișcării

Ecuația de mișcare a unui sistem mecanic oscilant care are o forță perturbatoare elastică de forma $F = k\,y$, se poate scrie sub forma de mai jos :

$$m\ddot{x} + k\,x = k\,y \qquad (6.53)$$

de unde prin regruparea termenilor se obține :

$$m\ddot{x} = k\,(y - x) \qquad (6.54)$$

Pentru integrarea acestei ecuații se poate apela la metoda diferențelor finite, metodă care în literatura de specialitate / 97 / se întîlnește și sub denumirea de metoda lui Johnson.

Integrarea ecuației se poate face în două scopuri :

a) integrarea în vederea obținerii legii de mișcare de la intrare, deci sinteza profilului camei ,

b) integrarea pentru a afla funcția de răspuns a sistemului pentru o funcție de intrare oarecare.

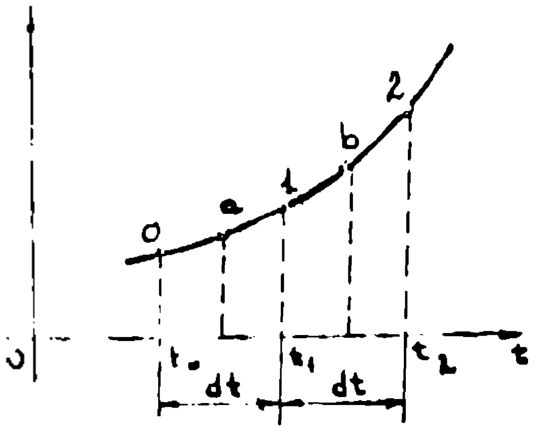



fig. 6.11

Pentru integrare se consideră trei puncte succesive 0, 1, și 2 de pe diagrama funcției $y = y(t)$ , puncte egal distanțate pe axa orizontală $0t$ , așa cum se vede în fig. 6.11 . Pe curba $y(t)$ se iau punctele a și b la mijlocul intervalelor 0 - 1 și 1 - 2 .

Dacă intervalele de timp $dt$ sînt suficient de mici, atunci derivata funcției $y$ în punctul 1 se poate exprima sub forma :

$$\dot{y}_1 = \frac{y_2 - y_0}{2dt} \qquad (6.55)$$

Dacă funcția $y$ se dă sub forma $y = y(\theta)$ și se cunoaște viteza unghiulară $\omega$ atunci ecuația 6.55 se poate scrie astfel :

$$\dot{y}_1 = \frac{\omega}{2 \cdot d\theta}\,(y_2 - y_0) \qquad (6.56)$$

Pentru a calcula derivata de ordinul doi se determină mai întîi prima derivată a funcției în punctele a și b :

$$\dot{y}_a = \frac{y_1 - y_0}{dt} \quad \text{și} \quad \dot{y}_b = \frac{y_2 - y_1}{dt}$$

Deci accelerația în punctul 1 se poate determina cu următoarea formulă :

$$\ddot{y}_1 = \frac{\dot{y}_b - \dot{y}_a}{dt} = \frac{(y_2 - y_1)/dt - (y_1 - y_0)/dt}{dt}$$

și deci :

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{dt^2}(y_0 + y_2 - 2y_1)$$

sau

$$\ddot{y}_1 = \frac{\omega^2}{d\theta^2}(y_0 + y_2 - 2y_1) \qquad (6.57)$$

Ecuațiile de mai sus se pot scrie și pentru funcția de ieșire $x = x(\theta)$ , astfel că :

$$\dot{x}_1 = \omega(x_2 - x_0)/2d\theta$$

și

$$\ddot{x}_1 = (\omega/d\theta)^2 (x_0 + x_2 - 2x_1) \qquad (6.58)$$

Pentru sinteza profilului camei putem apela la formulele 6.57 și 6.58. Avînd funcția de ieșire dorită $x = x(\theta)$ , împărțim graficul acestei funcții în intervale $d\theta$ convenabile și calculăm derivata a doua în fiecare punct. Funcția de intrare care generează funcția de ieșire dorită se determină din ecuația 6.54 de unde scoatem valoarea lui $y$ :

$$y = x + \frac{m}{k}\ddot{x} \qquad (6.59)$$

și înlocuind rezultă :

$$y_1 = x_1 + \frac{m}{k}\frac{\omega^2}{d\theta^2}(x_0 + x_2 - 2x_1) \qquad (6.60)$$

Avem deci posibilitatea de a scrie o formulă de recurență care să se poată aplica la un procedeu de integrare numerică a ecuației :

$$y_i = x_i + \frac{m}{k}\frac{\omega^2}{d\theta^2}(x_{i-1} + x_{i+1} - 2x_i) \qquad (6.61)$$

Trasarea diagramei funcției $y = y(\theta)$ ne permite obținerea funcției care se poate materializa pe camă .

Desigur că această funcție răspunde pretențiilor noastre în măsura în care modelul matematic adoptat simulează cît mai corect funcționarea reală a mecanismului. Avînd în vedere că modelul matematic cu un singur grad de libertate fără amortizare vîscoasă și fără frecare uscată are toată masa concentrată la nivelul tachetului, iar masa arcurilor se neglijază, acest model poate exprima foarte bine unele fenomene dinamice ale sistemului, fenomene cum sînt oscilațiile și desprinderile, dar el se îndepărtează, în cele mai multe cazur foarte mult de aspectele reale ale cinematicii mecanismului. Din aceste motive se poate considera că acest procedeu de integrare are o valoare mai mult teoretică, generală şi informativă.

Procedeul cel mai adecvat pentru sinteza profilului camei este trasarea funcţiei de intrare după o lege matematică optimă, urmată de rectificarea acesteia atît din punct de vedere cinematic, aşa cum se indică în cap. 3 , cît şi din punct de vedere dinamic aşa cum se procedează în partea de sinteză a mecanismului ( cap. 9 ) .

## 6.4.2 Integrarea ecuaţiei de mişcare pentru a afla funcţia de răspuns a sistemului la diferite funcţii de intrare

Dacă integrarea prin metoda diferenţelor finite se dovedeşte a fi mai puţin adecvată scopului de sinteză a profilului camei, ea poate fi o metodă rapidă şi eficace pentru studierea funcţiei de răspuns a mecanismului la diferite legi de mişcare la intrare.

In acest scop s-a elaborat o metodă şi un program corespunzător pentru studierea comparativă a unor funcţii de intrare cunoscute. Studiul comparativ se execută tot pe un model matematic cu un singur grad de libertate, cu neglijarea forţelor de frecare.

Pentru a afla valorile funcţiei de ieşire, înlocuim derivata a doua a acesteia din formula 6.58 în ecuaţia de mişcare 6.54 şi obţinem :

$$m\,(\omega / d\theta)^2\,(x_0 + x_2 - 2x_1) = k\,(y_1 - x_1) \qquad (6.62)$$

şi din această formulă scoatem valoarea lui $x_2$ :

$$x_2 = \frac{k\,(y_1 - x_1)}{m(\omega / d\theta)^2} + 2x_1 - x_0 \qquad (6.63)$$

In continuare se poate stabili uşor o formulă generală de calcul :

$$\text{şi} \qquad x_i = \frac{k\,(y_{i-1} - x_{i-1})}{m\,(\omega / d\theta)^2} + 2x_{i-1} - x_{i-2} \qquad (6.64)$$

Pentru a putea aplica formula de recurenţă de mai sus este necesar să cunoaştem primele două valori $x_0$ şi $x_1$ ale funcţiei de răspuns. In cele mai multe cazuri aceste valori se consideră nule şi astfel se poate amorsa ciclul de calcule.

Cu ajutorul programului de calcul elaborat în acest scop s-au studiat trei legi de mişcare de forma :

1) profil sinusoidal $\quad s = h\left(\frac{\theta}{\theta_1} - \frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{\theta_1}\theta\right)$

2) profil cosinusoidal $\quad s = \frac{h}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi}{\theta_1}\theta\right)$

3) profil polinomial (parabolic) $\quad s = \frac{2h}{\theta_1^2}\theta^2 \quad$ pt. $\theta \in (0, \theta_1/2)$

şi $\quad s = h - \frac{2h}{\theta_1^2}(\theta_1-\theta)^2$

pt. $\theta \in (\theta_1/2, \theta_1)$

Pentru legile de mişcare date s-a considerat $\theta_1 = 120^0$.
Programul de calcul s-a executat în conformitate cu ordinograma din fig. 6.12. Datele obţinute în urma calculelor sînt prezentate sub formă tabelară împreună cu datele de intrare utilizate. Pentru a avea o imagine mai clară a diferenţelor dintre funcţia de intrare $y = y(\theta)$ şi cea de ieşire $x = x(\theta)$, un subprogram de înregistrare trasează pe listingul calculatorului aceste diagrame. Inregistrarea se poate face la scări diferite, astfel încît pe anumite porţiuni ale diagramei, zona oscilaţiilor este extinsă pe toată lăţimea hîrtiei şi se scot în evidenţă anumite detalii care prezintă un interes aparte.
Din tabelul de date prezentat de calculator, s-au scos şi se prezintă mai jos cîteva date semni-

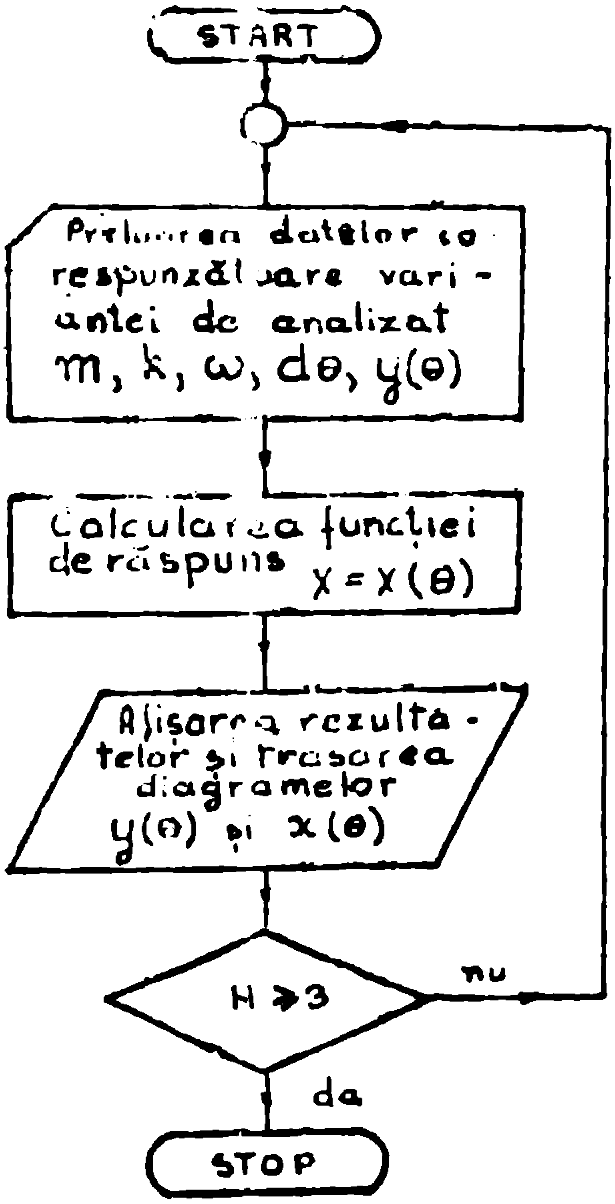



fig. 6.12

ficative pentru cele trei legi de mişcare. Se dau mai jos în Tabelul 6.1 valorile maxime şi minime ale funcţiei de ieşire şi abaterile faţă de funcţia de intrare $y = 1$ .

Tabelul 6.1

| funcţia de intrare $y = 1$ | $x_{max}$ | $x_{min}$ | $\Delta x$ |
|---|---|---|---|
| sinusoidală | 1, 000987 | 0,999013 | 0,001974 |
| cosinusoidală | 1, 019390 | 0, 984622 | 0,020768 |
| parabolică | 1, 000296 | 0,999704 | 0,000592 |

Prin compararea rezultatelor se vede că funcţia polinomială de tip parabolic prezintă abaterile cele mai mici. Deci pentru această lege de mişcare există cele mai mari şanse ca amplitudinea oscilaţiilor să nu ducă la apariţia fenomenului de desprindere. Din acest punct de [illegible] cel mai defavorabil se prezintă legea de mişcare cosinusoidală. [illegible] constatare este încă un argument pentru alegerea unor funcţii de racord de tip polinomial la sinteza profilului camei.

## [illegible].2 Procedee utilizate pentru evitarea fenomenului de rupere a contactului camă - tachet

### [illegible] Introducere

[illegible] prezentate în paragrafele anterioare [illegible] că pentru [illegible] apariţia fenomenului de desprindere, este necesar să se verifice [illegible] dintre inegalităţile 6.29 sau 6.52 . Analizînd aceste [illegible] se remarcă că evitarea fenomenului se realizează în urmă[illegible] ;

a) mărirea rigidităţii sistemului în ansamblu ,
b) mărirea forţei de pretensionare la [illegible] ,
c) micşorarea amplitudinii oscilaţiilor .

Primele două variante sînt soluţii cunoscute şi aplicate în general. Dar [illegible] au ca şi efecte secundare afectarea mecanismului din punct de vedere al randamentului şi a fiabilităţii.

## 6.5.2. Micșorarea amplitudinii oscilațiilor tachetului prin intermediul unor forțe vîscoase

Indiferent de forma sa constructivă, tachetul mecanismului este supus în timpul funcționării la acțiunea forței de frecare cu aerul. Această forță este proporțională cu viteza tachetului și deci se manifestă mai activ în domeniul vitezelor de lucru mari.

In cazul cînd este necesară mărirea amortizării pe această cale se poate recurge la o serie de soluții constructive cum ar fi :

a) mărirea suprafeței tachetului și astfel mărirea coeficientului de pierderi prin frecare vîscoasă,

b) montarea pe tachet a unei palete cufundată într-o baie de ulei și mărirea în acest fel a forțelor de amortizare,

c) fixarea pe axul tachetului a unui disc de aluminiu care se rotește în întrefierul unui magnet permanent sau a unui electromagnet. Curenții Foucault care se induc în disc în timpul oscilațiilor, interacționează cu cîmpul magnetic și se opun mișcării, diminuînd amplitudinea oscilațiilor.

Dintre aceste variante posibile, cea mai convenabilă din punct de vedere a eficacității și a realizării constructive pare a fi varianta b . In acest caz modelul matematic al mecanismului amortizant are componența din fig. 6.13 . Forța de rezistență vîscoasă are expresia : $R = h\dot{x}$ , unde h este coeficientul de amortizare. Dacă presupunem că forța perturbatoare este de tip sinusoidal, atunci ecuația diferențială a mișcării este următoarea:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + kx = F \sin \omega t \quad \text{sau}$$

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2 x = q \sin \omega t \qquad (6.6[illegible])$$

unde s-au făcut următoarele notații:

$2n = h/m$ , $p^2 = k/m$ și $q = F/m$ .

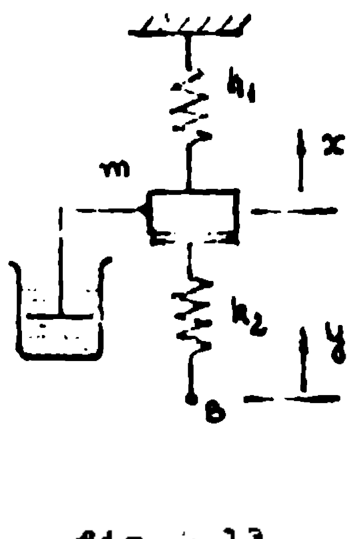



fig. 6.13

Soluția acestei ecuații și în același timp ecuația generală a mișcării este următoarea:

$$x = e^{-nt} a \sin(p_1 t + \varphi) + A \sin(\omega t - \alpha) \qquad (6.6[illegible])$$

Prima parte a soluției o constituie vibrația amortizată a sistemului cu pulsația proprie $\hat{p}$ .

Datorită amortizării această pulsaţie este mai mică faţă de cazul cînd sistemul este neamortizat şi $p_1^2 = p^2 - n^2$ .

In funcţie de condiţiile iniţiale considerate se pot calcula valoarea amplitudinii şi a defazajului. Astfel pentru $t = 0$ , $x = x_o$ şi $\dot{x} = \dot{x}_o$ se obţine /31/ :

$$a = \sqrt{x_o^2 + \left(\frac{\dot{x}_o + nx_o}{p_1}\right)^2} \quad \text{şi} \quad \text{ctg}\,\varphi = \frac{\dot{x}_o + nx_o}{p_1\, x_o} \qquad (6.67)$$

Partea a doua a soluţiei este oscilaţia armonică întreţinută de forţa perturbatoare.

In literatura de specialitate, referitor la oscilaţiile întreţinute cu amortizare vîscoasă se fac următoarele aprecieri generale / 10, 12, 31, 98, 99, 100 / :

- amplitudinea mişcării la rezonanţă este invers proporţională cu coeficientul de amortizare ,
- coeficientul de amortizare are efect remarcabil doar în zona de rezonanţă unde $0,5 < \omega/p < 2$ . Pentru restul intervalului efectul de amortizare se poate neglija,
- amortizarea produce un defazaj între vibraţia forţată şi forţa periodică perturbatoare:

  pentru $\omega/p < 1$ unghi de defazaj $\varphi < \pi/2$

  pentru $\omega/p > 1$ " " $\varphi > \pi/2$

Efectul de defazare al amortizării vîscoase este principalul ei dezavantaj. Tendinţa de retardare a funcţiei de ieşire faţă de funcţia de intrare are urmări defavorabile în special în zonele în care funcţia de intrare prezintă valori negative pentru acceleraţie.

Deci pe zona de coborîre şi pe cea de decelerare, datorită tendinţei de întîrziere a tachetului faţă de profilul camei, există posibilitatea de rupere a contactului acestora. Apariţia desprinderii or pe aceste porţiuni are efecte negative asupra întregului ciclu de funcţionare a mecanismului.

Astfel o măsură avantajoasă din punct de vedere a diminuării efectului amplitudinii oscilaţiilor nu poate fi aplicată practic datorită unghiului de defazaj $\alpha$ între funcţiile de ieşire respectiv intrare. Unghiul de defazaj $\alpha$ este dat de următoarea relaţie :

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{2n\omega}{p^2 - \omega^2} \qquad (6.68)$$

Se trage concluzia firească că şi efectul amortizării oscilaţiilor mecanismului datorat frecării cu aerul trebuie diminuat prin mijloace constructive adecvate. Din formula de mai sus rezultă că pentru a micşora unghiul de defazaj $\alpha$ este necesară micşorarea parametrului $n$ şi deci a coeficientului de amortizare $h$ în primul rînd.

### 6.5.3 Amortizarea oscilaţiilor tachetului prin aplicarea unei forţe de frecare uscată intermitentă

Şi forţa de frecare uscată aplicată pe parcursul întregului ciclu de funcţionare a mecanismului are efect de întîrziere a mişcării tachetului faţă de legea de mişcare comandată de camă.

Dacă în faza de ridicare această forţă tinde să distorsioneze funcţia de ieşire prin deformarea elastică suplimentară a mecanismului, în faza de coborîre efectul de întîrziere se manifestă prin creşterea posibilităţilor de apariţie a desprinderilor tachetului de camă. Pentru a evita abaterea funcţiei de ieşire prin defazare este necesar ca forţa de amortizare să se aplice numai atunci cînd funcţia de intrare are valoare constantă sau nulă. Această situaţie favorabilă ne-o oferă palierul inferior sau superior al funcţiei de intrare. Aplicarea forţei de amortizare numai în intervalele de timp corespunzătoare acestor paliere ne permite să evităm distorsionarea funcţiei de ieşire prin defazare. In fig.6.14 se ilustrează acest efect. O forţă de rezistenţă constantă $R$ aplicată în scopul atenuării vibraţiilor, participă alături de celelalte fenomene la deformarea şi defazarea suplimentară a funcţiei de ieşire $x$, trasată cu linie întreruptă.

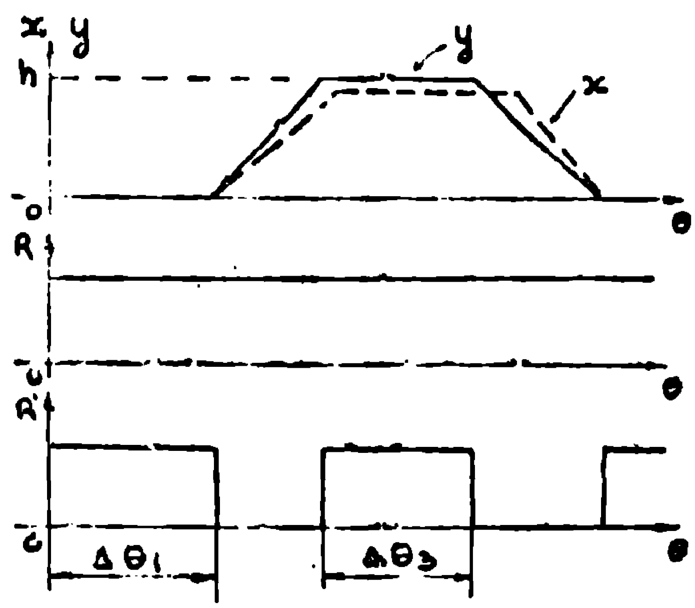



Fig. 6.14

Aplicînd forţa de amortizare $R'$ doar pe zona palierelor funcţiei $y$, această forţă nu participă la defazarea funcţiei $x$.

Avantajul forţei de frecare uscată ca şi forţă de amortizare constă tocmai în posibilitatea de a o aplica numai pentru anumite intervale de timp și cu intensitatea dorită. Din punct de vedere funcțional și constructiv, este optim ca forța de frecare R să se aplice pe zona ambelor paliere. Prima etapă de amortizare aplicată pe intervalul $\Delta \theta_1$ ne poate asigura abordarea fazei de ridicare fără oscilații ale tachetului și deci în condiții inițiale repetabile după fiecare ciclu, situație foarte avantajoasă pentru buna funcționare a mecanismului. Atenuarea oscilațiilor tachetului pe această porțiune ne permită să afirmăm că este suficientă studierea din punct de vedere dinamic a sistemului doar pentru un ciclu de funcționare, următoarele cicluri fiind identice.

Dacă funcția de intrare prezintă un palier superior, amortizarea pe această porțiune a oscilațiilor tachetului, amorsate în faza de ridicare, îmbunătățește dinamica zonei de coborîre, micșorînd abaterile funcției de ieșire pe această zonă.

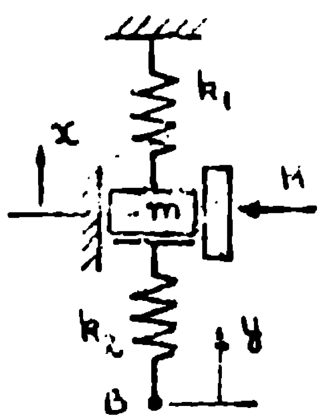



fig. 6.15

Amortizarea oscilațiilor cu ajutorul forței de frecare uscată se face prin aplicarea unei forțe de frînare la tachet. Modelul matematic al sistemului este prezentat în fig. 6.15 . Ecuația diferențială de mișcare este următoarea:

$$m\ddot{x} + kx + R\,\mathrm{sign}\,\dot{x} = 0 \qquad (6.69)$$

Forța R este de sens contrar mișcării, lucru evidențiat de faptul că la mărimea ei se atașează semnul vitezei ( sign $\dot{x}$ ).
Deci pentru un sens de mișcare ecuația are forma următoare:

$$m\ddot{x} + kx + R = 0$$

unde $R = \mu N$ , $\mu$ fiind coeficientul de frecare dintre sabotul de frînare și tachet.

Pentru sensul invers ecuația diferențială a mișcării este următoarea:

$$m\ddot{x} + kx - R = 0$$

Pentru primul caz soluția ecuației este dată de formula de mai jos

$$x = A\cos pt + B\sin pt + \frac{R}{k} \qquad (6.70)$$

iar derivata ei: $\dot{x} = -pA\sin pt + pB\cos pt$

Dacă notăm $x_r = R/k$ și admitem condițiile inițiale $t = 0$ , $x = x_0$ , și $\dot{x} = \dot{x}_0$ atunci rezultă : $A_1 = x_0 - x_r$ și $B_1 = 0$

Ecuația oscilației pentru prima semiperioadă de mișcare este următoarea :

$$x = ( x_0 - x_r ) \cos pt + x_r \qquad (6.71b)$$

La sfîrşitul primei semiperioade cînd $pt = \pi$ calculăm amplitudinea oscilaţiei şi rezultă:

$$x_1 = - x_0 + 2x_r \qquad ( 6.72 )$$

iar $\dot{x}_1 = 0$ deoarece ne situăm la capăt de cursă.

Valorile $x_1$ şi $\dot{x}_1$ constituie condiţii iniţiale pentru a stabili ecuaţia de mişcare a oscilaţiilor în a doua semiperioadă.

Se constată că şi în continuare la fiecare semiperioadă amplitudinea mişcării scade cu $2x_r$. Atenuarea datorită forţei de frecare uscată nu are efect asupra pulsaţiei proprii iar graficul mişcării se constituie dintr-o succesiune de mişcări cosinusoidale racordate, a căror amplitudine scade în progresie aritmetică aşa cum se vede în fig. 6.16 . Pentru un sistem oscilant care nu are o forţă de strîngere la montare, mişcarea de oscilaţie încetează într-o poziţie oarecare în interiorul ecartului $\pm x_r$, unde $x_r$ este săgeata statică a sistemului sub efectul forţei de frecare.

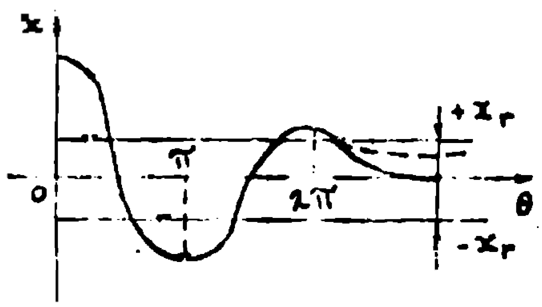



Fig. 6.16

Finalizarea mişcării într-o asemenea poziţie s-a prezentat cu linie întreruptă în fig. 6.16 . A admite o asemenea situaţie în cazul mecanismului camă - tachet, înseamnă a accepta o forţă de frînare care după amortizarea oscilaţiilor să poată reţine tachetul într-o poziţie diferită de poziţia de echilibru static, deci chiar desprins de camă.

Forţa de pretensionare a sistemului trebuie să fie mai mare decît forţa de frecare, astfel încît să fie capabilă ca după stingerea oscilaţiilor să readucă tachetul în contact cu cama şi să nu se stabilească o poziţie de echilibru indiferentă în domeniul $\pm x_r$ .

Este deci necesar ca de la început să menţionăm limitele superioare ale forţei de frecare astfel încît:

$$R = \mu N < F_s \qquad ( 6.73 )$$

unde $F_s$ este forţa de prestrîngere la montare, iar cu $y_s$ s-a notat săgeata corespunzătoare acestei forţe. Din inegalitatea de mai sus rezultă următoarea condiţie de amortizare:

$$y_s > x_r \qquad ( 6.74 )$$

Pe de altă parte, forţa de amortizare $R$ o calculăm în funcţie de numărul de perioade ale oscilației în intervalul cărora trebuie să amortizăm oscilația.

Presupunem că acțiunea de amortizare trebuie să se desfășoare pe intervalul unghiular $\Delta\theta$, deci în intervalul de timp egal cu:

$\Delta t = \Delta\theta/\omega$ . Cunoscînd pulsația proprie a oscilațiilor rezultă perioada acestora $T = 2\pi/p$ . Deci numărul de perioade pe parcursul cărora trebuie să diminuăm amplitudinea acestora este:

$$j = \frac{\Delta t}{T} = \frac{p\cdot\Delta\theta}{\omega\cdot 2\pi} \qquad (6.75)$$

Dacă pe anumite porțiuni ale ciclului de funcționare a rezultat că ecuația 6.52 nu se verifică și deci abaterea funcției de ieșire față de funcția de intrare este mai mare decît săgeata arcului 2, atunci este necesară o diminuare a amplitudinii oscilațiilor egală cu:

$$d = e_1 - y_1 K_2 \qquad (6.76)$$

Diminuarea $d$ trebuie realizată pe parcursul celor $j$ perioade ale oscilației și deci la fiecare semiperioadă va trebui asigurată o diminuare egală cu:

$$d' = \frac{d}{2j} = \frac{\omega}{p}\cdot\frac{d\cdot\pi}{\Delta\theta} \qquad (6.77)$$

Forța de frecare pentru amortizare rezultă prin egalizarea diminuării $d'$ cu atenuarea amplitudinii pentru fiecare semiperioadă și deci:

$$2x_r = d' \qquad (6.78)$$

Cunoscînd că $x_r = R/k$ putem calcula valoarea forței de frecare necesară cu formula de mai jos:

$$R = k\cdot\frac{\omega}{p}\cdot\frac{\pi d}{2\Delta\theta} \qquad (6.79)$$

După dimensionarea forței de frecare $R$ se va verifica relația 6.73. Dacă această inegalitate nu se verifică, se va mări în mod corespunzător forța de pretensionare $F_s$ .

Imbinarea rezultatelor obținute cu o serie de soluții constructive adecvate scopului propus ar permite continuarea acțiunilor de limitare a amplitudini oscilațiilor din sistem atunci cînd celelalte procedee aplicate nu au dat rezultate corespunzătoare.

Trebuie menționat că acest procedeu de amortizare nu se poate recomanda pentru aplicare decît în ultimă instanță, deoarece se ajunge la o complicare considerabilă a mecanismului. In plus introducerea în construcția lui a unor elemente suplimentare duce și la micșorarea fiabilității ansamblului.

### 6.5.4 Mecanismul camă - tachet cu amortizor.

Avînd în vedere cele expuse anterior, ne propunem în continuare găsirea unor soluții constructive adecvate pentru amortizarea oscilațiilor tachetului mecanismului în vederea limitării abaterilor funcției de ieșire a sistemului. După cum s-a arătat, forța de frecare trebuie să fie de tipul " frecare uscată " și să se aplice numai pe anumite intervale ale ciclului de funcționare. Modul de realizare și de aplicare a forței de amortizare depinde de structura mecanismului și de tipul camei.

Intre mai multe variante constructive cu comandarea și aplicarea pe cale mecanică sau electromecanică a forței, distingem soluția la care mecanismul principal camă - tachet este asistat de un mecanism auxiliar pentru amortizare.

Pentru mecanismul camă cu tachetul în mișcare de rotație, este convenabil ca forța de frecare să se aplice sub forma unui moment de frînare la axul tachetului. Dimensionînd și poziționînd convenabil mecanismul de frînare, forța de frînare se poate aplica pentru zona palierului superior sau inferior, avînd mărimea și fazu corespunzătoare gradului de amortizare propus.

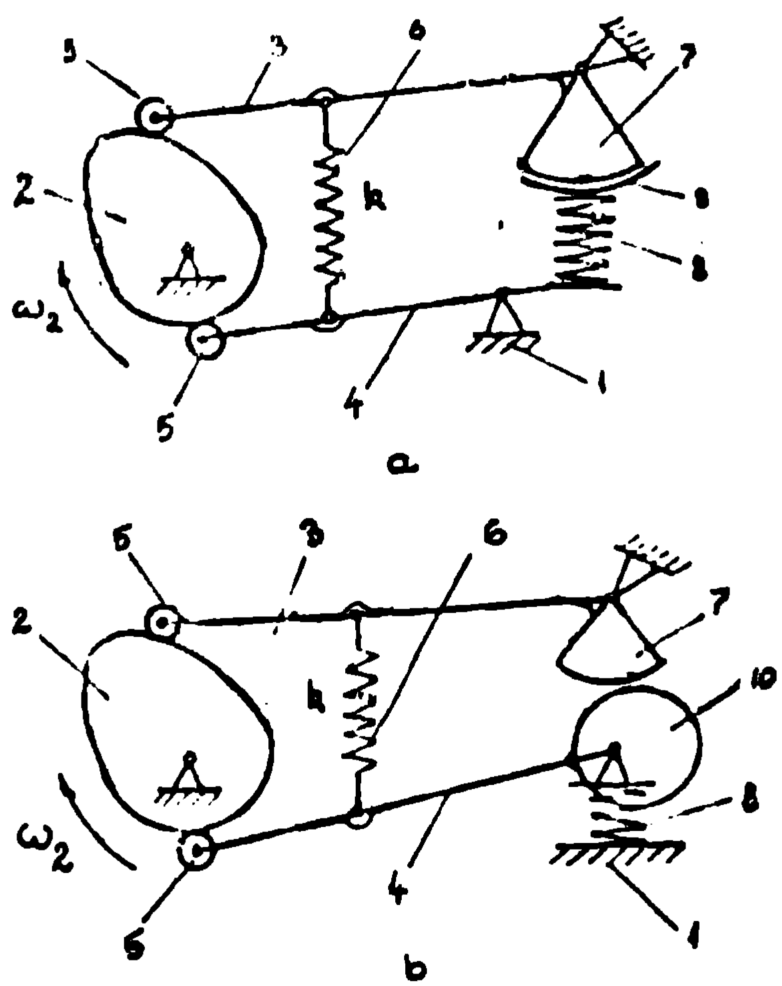



fig. 6.17

In fig. 6.17 se prezintă două soluții constructive unde cama mecanismului comandă un tachet secundar, care prin intermediul unui sabot de frînare sau a unui excentric, aplică forța de frînare la axul tachetului principal. In figură s-au făcut următoarele notații:

1. suportul mecanismului
2. camă
3. tachetul principal
4. tachetul secundar
5. role

6. arc de strîngere  8. arcul frînei
7. sector de frînare  9. sabot de frînare
10. excentric

În ambele variante forța de frînare se aplică numai pentru zona cercului de bază, deci pe palierul inferior al funcției de intrare. Cînd cama în mișcarea ei de rotație ajunge cu zona de rază constantă în dreptul rolei tachetului principal 3 , tachetul secundar 4 își desfășoară cursa de rotație și acționează asupra sabotului 9. Prin arcul 6 s-a reprezentat elasticitatea elementelor mecanismului de frînare.

In varianta b , tachetul 4 fiind legat solidar cu excentricul 10 , prin rotire acesta apasă asupra sectorului de frînare 7 .

La începutul fazei de ridicare a tachetului 3, acțiunea de frînare încetează prin revenirea rolei tachetului 4 pe cercul de bază.

Funcționarea celor două mecanisme, principal și de frînare, în tandem, cu montarea în " cleşte " a arcului 6 , îmbunătățește dinamica mecanismului în ansamblu prin uniformizarea mișcării și solicitarea aproape constantă a arcului 6 .

La realizarea practică a variantei b , excentricul 10 poate acționa asupra unei bucșe elastice care strînge intermitent axa tachetului 3 .

Forța de frînare R necesară la nivelul cuplei superioare a mecanismului, apare la axa tachetului sub forma unui moment de frînare. Dacă notăm cu $\ell$ lungimea tachetului și cu r raza sectorului de frînare, atunci forța normală N de apăsare la frînă rezultă din relația :

$$N = \frac{R \cdot \ell}{\mu \cdot r} \qquad (6.80)$$

Mărimea forței normale N se ajustează prin poziționarea corespunzătoare a suportului articulației tachetului 4.

Corelînd lungimea acestui tachet cu poziția sa , se poate ajusta poziția intervalului de frînare astfel încît acesta să nu se suprapună cu zonele de coborîre și ridicare ale tachetului 3

Aplicarea concretă a unei soluții adecvate pentru amortizarea oscilațiilor ce se amorsează și sînt întreținute în sistemul mecanic format de ansamblul mecanismului de perforare se va face doar după ce pe cale inductiv experimentală se constată că aceste oscilații depășesc valorile impuse cînd toate celelalte procedee au fost epuizate.

## 7 Analiza şi sinteza mecanismului camă - tachet ca şi un sistem oscilant autoexcitat

### 7.1 Consideraţiuni generale

In lucrările de specialitate / 28, 50, 47, 52, 73, 88, 97 / mecanismele cu came sînt tratate ca nişte sisteme oscilante în care se produc vibraţii întreţinute prin acţiunea unor forţe exterioare. In acest caz cama, fiind considerată sursa forţei exterioare periodice care induce vibraţia forţată în sistem, este separată de restul elementelor mecanismului, elemente care se asimilează cu un sistem oscilant cu unul, două sau mai multe grade de libertate.

Oscilaţiile fiind armonice, funcţia excitatoare materializată pe camă se consideră descompusă într-o serie de funcţii armonice. Din spectrul acestor armonici se aleg acelea care se consideră cele mai reprezentative pentru aspectele studiate.

Aceste ipoteze simplificatoare corespund foarte bine unor lucrări de analiză şi sinteză dinamică cînd ne propunem diminuarea influenţei acestor vibraţii asupra funcţiei de ieşire a mecanismului şi cînd se studiază nivelul de zgomote şi vibraţii generate de mecanism.

Pe de altă parte mecanismele cu came prezintă toate caracteristicile care definesc un sistem oscilant autoexcitat.

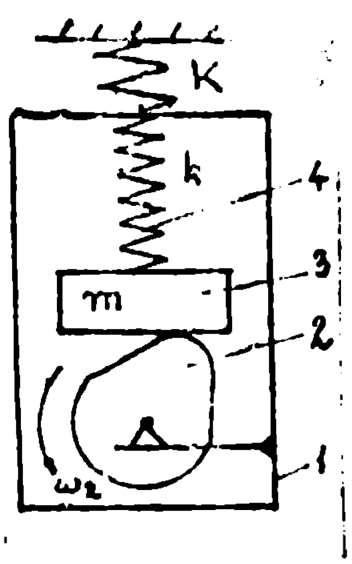



fig. 7.1

Dacă ansamblul tuturor elementelor componente ale mecanismului se consideră ca un sistem unitar, atunci sursa de excitaţie a vibraţiilor este intrinsecă sistemului, iar forţa de excitaţie există doar atunci cînd sistemul este în mişcare şi dispare atunci cînd mişcarea încetează.

Modelul sistemului prezentat în fig. 7.1. este format din următoarele elemente:

1. suportul mecanismului
2. camă
3. tachet
4. arc de readucere

Acest model se pretează în special pentru mecanismele la care tachetul nu acţionează asupra unor elemente de ieşire, elemente ce prelungesc lanţul cinematic.

Această cerință este îndeplinită de mecanismul camă - tachet din componența dispozitivului de perforare, deoarece pe tachetul acestui mecanism se montează ca și element de ieșire doar setul cuțitelor de perforare. Cursa de perforare a cuțitelor este foarte scurtă în comparație cu lungimea tachetului, se realizează pe direcție longitudinală față de axa tachetului și influențează puțin caracteristicile dinamice ale acestuia, deoarece reacțiunea forței de perforare este preluată tot pe direcție longitudinală de către articulația tachetului.

In aceste condiții se neglijază forța tehnologică exterioară care poate provoca vibrații forțate în sistem.

O variantă constructivă de sistem oscilant autoexcitat este un mecanism cu camă formată dintr-un disc excentric, deci un sistem armonic care în ciclul de funcționare prezintă o"rezistență negativă".

Simbolizînd parametrul de mișcare printr-o coordonată generalizată notată cu $q$, coeficientul de disipare vîscoasă cu $h$ și cu $p_0$ pulsația proprie, ecuația care descrie mișcarea are forma /31/ :

$$\ddot{q} - 2h\dot{q} + p_0^2 q = 0 \qquad (7.1)$$

Soluția ecuației este următoarea :

$$q = e^{ht}(a \cos pt + b \sin pt) \qquad (7.2)$$

iar pulsația mișcării de oscilație este dată de relația:

$$p^2 = p_0^2 - h^2 \qquad (7.3)$$

Rezultă că pulsația unui asemenea sistem diferă de pulsația proprie și diferă cu atît mai mult cu cît " rezistența negativă " este mai mare. Rezistența negativă a sistemului implică existența unei surse de energie care întreține oscilațiile, acoperind pierderile mecanice ale sistemului pe anumite perioade.

La epuizarea sursei de energie oscilațiile autoexcitate încetează, iar sistemul trece în regimul de vibrație după frecvența proprie pînă la atingerea situației de echilibru.

Pentru modelul din figură sursa de energie o constituie dispozitivul mecanic de antrenare cuplat la arborele camei.

In cazul general al mecanismelor cu came, funcția $f(q)$ materializată pe camă are rolul de funcție excitatoare și ecuația generală a mișcării are forma de mai jos:

$$\ddot{q} + 2h\dot{q} + p_0^2 q + f(q) = 0 \qquad (7.4)$$

Funcţia $f(q)$ fiind neliniară, influenţează amortizarea sistemului şi regimul de oscilaţie este dat de o serie de condiţii constructive şi iniţiale.

Mecanismul cu camă este un sistem oscilant care pe o anumită porţiune a ciclului de funcţionare acumulează energie iar în restul perioadei descarcă această energie în sistem. Acumularea şi descărcarea energiei se face prin intermediul arcului 4 care acumulează energie la cursa de ridicare a tachetului 3 şi eliberează această energie la cursa de coborîre.

Această caracteristică ne permite să considerăm mecanismul camă-tachet ca şi un sistem oscilant autoexcitat cu vibraţii de relaxare.

In această ipoteză tachetul de masă $m$ este supus la solicitarea următoarelor forţe:

- $m\ddot{q}$ forţa de inerţie
- $2h_0\dot{q}$ forţa de rezistenţă vîscoasă
- $2h_1 \operatorname{sign}\dot{q}$ forţa de rezistenţă datorată frecărilor uscate
- $kq \operatorname{sign}q$ forţa de readucere a arcului

Ecuaţia care descrie în modul cel mai general mişcarea sistemului este următoarea:

$$m\ddot{q} + 2h_0\dot{q} + 2h_1 \operatorname{sign}\dot{q} + kq \operatorname{sign}q = 0 \quad (7.5)$$

Pentru forţa de readucere a arcului semnul se alege în felul următor:

a) pentru faza de ridicare cînd arcul se opune sensului de mişcare $\operatorname{sign}q = -$

b) pentru faza de coborîre $\operatorname{sign}q = +$

In continuare mişcarea sistemului se analizează pentru diferite situaţii care se întîlnesc în practică, presupunînd în acelaş timp o serie de simplificări care permit abordarea matematică a problemei.

## 7.2 Mişcarea de oscilaţie a mecanismului considerat ca un sistem fără pierderi

In acest caz ecuaţia mişcării are forma următoare:

$$m\ddot{q} + kq \operatorname{sign}q = 0$$

Deci pentru faza de ridicare formula mişcării este:

$$m\ddot{q} - kq = 0 \quad \text{sau} \quad \ddot{q} - \frac{k}{m} q = 0 \qquad (7.7)$$

Soluţiile ecuaţiei caracteristice sînt următoarele:

$$r_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} = \pm p_o$$

Deci pentru faza de ridicare mişcarea de oscilaţie a sistemului se desfăşoară după legea dată de soluţia ecuaţiei (7.7) bazată pe exponentul $p_o$ :

$$q = e^{p_o t} \qquad (7.8)$$

Pentru faza de coborîre formula mişcării este următoarea:

$$\ddot{q} + \frac{k}{m} q = 0 \qquad (7.9)$$

care are următoarele soluţii pentru ecuaţia caracteristică:

$$r_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{k}{m}} = \pm i \cdot p_o$$ şi rezultă ecuaţia de mişcare

$$q = C_1 \sin p_o t + C_2 \cos p_o t \qquad (7.10)$$

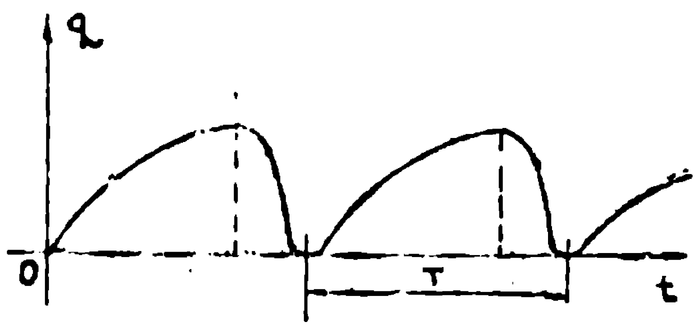


Fig. 7.2

Deci mişcarea de oscilaţie se desfăşoară alternativ după o lege exponenţială urmată de o lege armonică.

In fig. 7.2 se prezintă modul de variaţie al parametrului de mişcare în timp.

Funcţia $q = q(t)$ reprezentată se apropie de forma numită "în dinţi de ferestrău " şi este caracteristică şi oscilaţiilor de relaxare întîlnite la sistemele electrice.

In literatura de specialitate / 31 / sistemele oscilante nedisipative cu vibraţii de relaxare se studiază cu ajutorul unei ecuaţii de mişcare în care forţa de readucere se consideră constantă în modul. Acest mod de tratare permite o reprezentare comodă a mişcării în planul fazelor.

Dacă cursa de ridicare a tachetului este mică faţă de săgeata de pretensionare a resortului de readucere şi de lungimea totală a acestuia, ipoteza se poate aplica şi în cazul mecanismelor cu came.

Ecuaţia mişcării are următoarea formă / 31 / :

$$m\ddot{q} + k\,\mathrm{signq} = 0 \qquad (7.11)$$

Dacă se stabilește un sens pozitiv pentru coordonata generalizată $q$, atunci ecuațiile celor două faze sînt:

$$\begin{aligned} m\ddot{q} + k &= 0 \qquad \text{pentru} \quad q > 0 \\ m\ddot{q} - k &= 0 \qquad \text{pentru} \quad q < 0 \end{aligned} \qquad (7.12)$$

Prin integrare se găsesc soluțiile celor două ecuații:

$$q_1 = -\frac{k}{2m}\cdot t^2 + a_1\cdot t + b_1 \qquad \text{și} \qquad q_2 = \frac{k}{2m}\cdot t^2 + a_2 t + b_2$$

Condiția de continuitate a mișcării impune următoarele condiții:

$$a_1 = a_2 = a \qquad \text{și} \qquad b_1 = b_2 = b$$

Pentru condițiile inițiale de mișcare $a = v_0$ și $b = 0$.
Ecuația mișcării este următoarea:

$$q = \pm \frac{k}{2m}\cdot t^2 + v_0 t \qquad (7.13)$$

și $\dot{q} = \pm \frac{k}{m}\cdot t + v_0$ de unde rezultă $t = \pm \frac{m}{k}(\dot{q} - v_0)$

și înlocuind în ecuația 7.13 se obține:

$$q = \pm \left( \frac{m}{2k}(\dot{q} - v_0)^2 + \frac{mv_0}{k}(\dot{q} - v_0) \right) \qquad (7.14)$$

Elongația maximă a mișcării se determină pentru situația cînd viteza se anulează, deci $\dot{q} = 0$ și deci

$$q_m = \frac{m}{2k} v_0^2$$

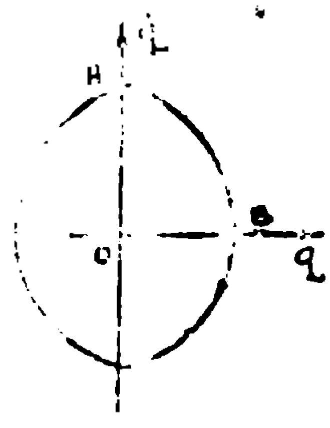


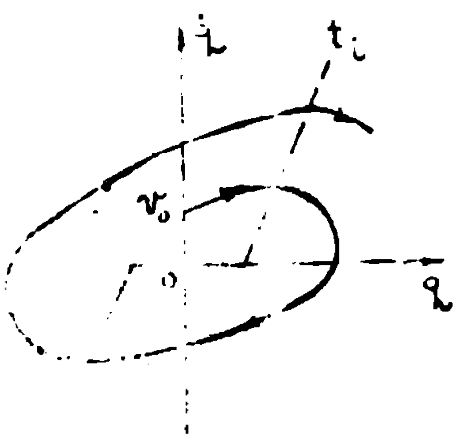
Fig. 7.3

Mișcarea de oscilație se poate reprezenta în planul fazelor, fig. 7.3, ca și două arce de parabolă racordate pe axa $q = 0$. Pe parcursul ciclului de mișcare se remarcă punctul A cînd sistemul trece prin poziția de echilibru și viteza are valoarea $\dot{q} = v_0$ și punctul B de elongație maximă $q = q_m$.

## 7.3 Mecanismul camă – tachet ca un sistem oscilant cu vibrații de relaxare avînd forța de readucere întîrziată

Datorită forțelor de inerție și a forțelor de amortizare care se manifestă pe parcursul ciclului de funcționare, legea de mișcare a tachetului prezintă o întîrziere față de funcția excitatoare a camei. Intîrzierea se manifestă cu efecte importante pentru viteze de lucru la care apare o desprindere a tachetului de camă.

Micșorarea sau anularea vitezei tachetului, corelată cu valori negative ale accelerației, favorizează apariția desprinderilor la începutul fazei de coborîre. In această situație, forța de readucere a resortului nu se mai manifestă instantaneu ci cu o întîrziere, care pentru unele sisteme poate fi constantă, întîrziere pe care o notăm cu $t_1$. Presupunem că această forță de readucere întîrziată se manifestă într-un sistem oscilant autoexcitat fără pierderi, ca și cel din paragraful 7.2. Ecuația generală a mișcării are forma de mai jos:




$m\ddot{q} + k \cdot \mathrm{sign}\,q = 0$ , iar valoarea vitezei se determină cu relația:

$$\dot{q} = v_0 \pm \frac{k}{m} \cdot t$$ , dacă mișcarea

... $q = 0$ cu viteza inițială $v_0$ așa cum s-a ... fig. 7.. . Intîrzierea forței de readucere se manifestă ... le 1 și 3 din planul fazelor. La trecerea din cadranul ... drantul 1 mișcarea continuă cu aceiași viteză și anume:

$$\dot{q} = v_0 + \frac{k}{m} \cdot t \qquad \text{pentru} \qquad 0 < t < t_1$$

... intervalului de întîrziere $t_1$ viteza atinge următoarea ...

$$\dot{q}_t = v_0 + \frac{k}{m} \cdot t_1$$

... din momentul inițial pînă la sfîrșitul acestui in... ... de mai jos:

$$q_t = v_0 t_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{m} \cdot t_1^2 \qquad (7.15)$$

După consumarea intervalului de întîrziere se schimbă semnul accelerației. Mișcarea de oscilație manifestă aceeași întîrziere $t_1$ și în cadranul 3 . Viteza și elongația sînt într-o continuă creștere, mișcarea fiind instabilă.

Pe parcursul fiecărei perioade se introduce în sistem o energie suplimentară egală cu $dE = k\,dq$ , unde $k$ este forța de readucere a arcului , forță considerată constantă. Această energie este proporțională cu viteza de mișcare a sistemului și deci și cu viteza inițială $v_0$ . Și în cazul mecanismului camă – tachet, care se manifestă ca și un sistem oscilant cu pierderi, aceste pierderi sînt proporționale cu viteza.

[illegible] o anumită viteză limită energia cedată sistemului [illegible] energia pierdută prin frecare și în această situație sistemul [illegible] [illegible] cu un oscilator mecanic armonic. În planul fazelor mișcarea va [illegible] o traiectorie închisă stabilă.

[illegible] traiectorie corespunde unui ciclu limită Poincaré. [illegible] viteza de mișcare este mai mare decît viteza corespunzătoare [illegible] limită, atunci pierderile prin frecare fiind mari, viteza se [illegible] progresiv pînă la atingerea ciclului limită.

[illegible] cînd viteza este mai mică decît viteza limită, energia [illegible] introdusă în sistem provoacă mărirea vitezei de oscilație [illegible] intrarea în regimul de oscilație corespunzător ciclului [illegible].

[illegible] ciclu constituie o stare stabilă de funcționare [illegible] a mecanismului.

## [illegible] mișcarea masei mecanismului camă – tachet considerat ca un sistem autooscilant cu vibrații de relaxare

[illegible] un sistem autooscilant cu vibrații de relaxare se poate [illegible] viteza limită dacă se cunosc următoarele elemente /31/ :

- masa sistemului
- forța de închidere elastică
- coeficient de amortizare

$t_i$ - timp de întîrziere

In acest caz viteza limită este dată de formula:

$$v_{\ell} = \frac{k^2 - 4h^2}{4hm} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{4h}{k + 2h}} \right) \cdot t_1 \qquad (7.16)$$

Dacă pierderile prin frecare uscată şi cele prin frecare vîscoasă nu depăşesc anumite limite, atunci sistemul se poate menţine în regimul de autooscilaţii de relaxare.

Considerînd masa sistemului concentrată la nivelul tachetului, se poate determina valoarea ei astfel încît sistemul să lucreze în zona ciclului limită.

Funcţie de viteza de rotire a arborelui camei şi de legea de mişcare a tachetului se determină o viteză medie de mişcare a acestuia şi implicit a sistemului. In continuare se pune condiţia ca această viteză de lucru să fie egală cu viteza limită din formula 7.16 ; deci $v_{\ell c} = v_{\ell}$ şi avînd cunoscute celelalte elemente putem determina masa tachetului :

$$m = \frac{k^2 - 4h^2}{4hv_{\ell c}} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{4h}{k + 2h}} \right) \times t_1 \qquad (7.17)$$

Dacă în procesul de sinteză a mecanismului se ajustează masa tachetului în jurul valorii date de formula de mai sus, atunci se asigură o funcţionare stabilă pe un ciclu limită, situaţie care conferă mişcării caracteristici cvasiarmonice.

Prin schimbarea vitezei de lucru a mecanismului, mişcarea de oscilaţie se îndepărtează de ciclul limită stabilit anterior şi este necesară o redimensionare a masei tachetului.

Determinări experimentale efectuate şi prezentate la capitolul pun în evidenţă existenţa unui ciclu limită la funcţionarea mecanismului camă - tachet, ciclu de funcţionare cvasiarmonic pe care abaterile funcţiei de ieşire a mecanismului prezintă valori minime.

Aducerea mecanismului de perforare pe un asemenea ciclu limită de funcţionare ar permite optimizarea funcţionării lui şi implicit reducerea substanţială a abaterilor funcţiei de ieşire faţă de funcţia de comandă de la intrare, atît datorate deformărilor elastice cît şi deplasărilor cuplei superioare. In baza acestor rezultate teoretice s-a realizat un stand experimental care permite optimizarea funcţionării mecanismului de perforare din componenţa perforatoarelor rapide de cartele.

## 8. Sinteza analitică a mecanismului de perforare

### 8.1 Determinarea pe cale analitică a unor parametrii geometrici ai mecanismului

In prima etapă a sintezei mecanismului s-au stabilit o serie de elemente care definesc mecanismul din punct de vedere cinematic. Cunoaştem funcţia de intrare care urmează a fi materializată pe camă, lungimea tachetului, raza cercului de bază şi distanţa dintre axele camei şi a tachetului.

Pentru rezolvarea în continuare a problemelor legate de sinteza dinamică a mecanismului, este necesară cunoaşterea următoarelor elemente geometrice pentru fiecare poziţie de calcul :

- direcţia tangentei la profilul camei în punctul caracteristic
- direcţia normalei la profilul camei în acest punct.
- direcţia de mişcare a punctului caracteristic ,
- unghiul de presiune $\delta$ ,
- unghiul de transmitere $\tau$ ,
- raza de curbură a profilului camei în punctul caracteristic $\rho$

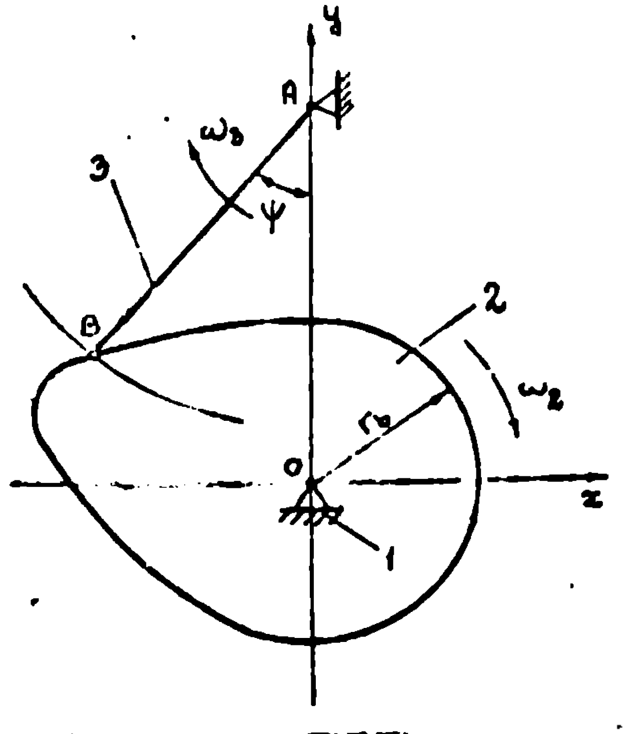



fig. 8.1

Pentru aflarea acestor elemente încadrăm mecanismul într-un sistem de axe xoy aşa cum se vede în fig.8.1 unde $AB = \ell$ este lungimea tachetului şi $AO = d$ distanţa între axe. Pentru a asigura o precizie corespunzătoare de calcul, funcţia de intrare se împarte într-un număr finit de intervale $d\varphi$. Din diagrama acestei funcţii $s = s(\varphi)$ se aleg trei poziţii succesive oarecare pentru care notăm :

1 $\varphi = \varphi_{j-1}$ , $s = s_{j-1}$

2 $\varphi = \varphi_j$ , $s = s_j$

3 $\varphi = \varphi_{j+1}$ , $s = s_{j+1}$

Pentru stabilirea algoritmului de calcul în fig.8.2 s-au reprezentat cele trei puncte notate cu M, B, P, care aparţin profilului camei pentru poziţia j a mecanismului. Razele lor vectoare au dimensiunile date mai jos : OM = $s_{j-1}$ , OB = $s_j$ şi OP = $s_{j+1}$

Dacă se alege un pas de divizare $d\varphi$ suficient de mic atunci se pot face următoarele afirmaţii : - segmentul de dreaptă PM este paralel cu tangenta la profilul camei în punctul caracteristic B ,

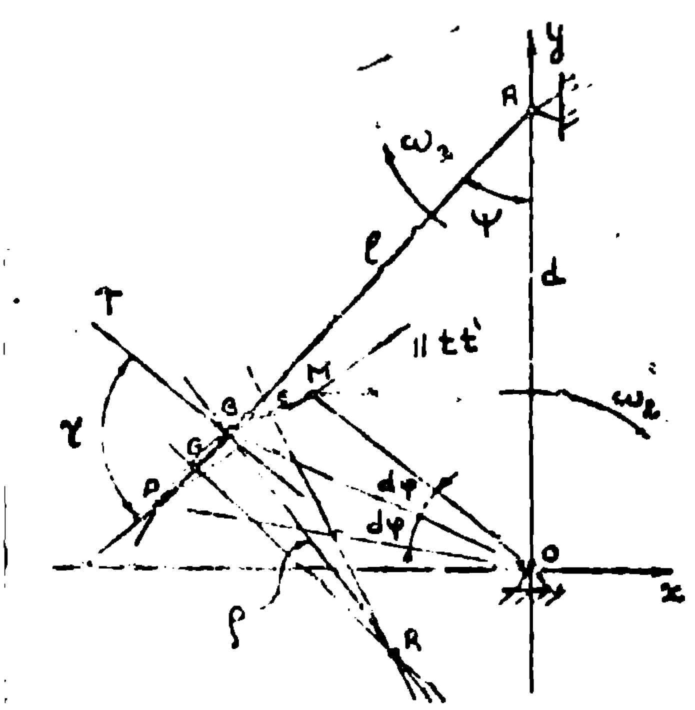



fig. 8.2

- direcţia BT ⊥ AB pe care se deplasează punctul caracteristic formează cu direcţia dreptei PM un unghi egal cu unghiul de transmitere $\gamma$ ,

- mediatoarele segmentelor PB şi BM se intersectează în punctul R şi BR = $\rho$ este raza de curbură a profilului camei

Pentru determinarea elementelor geometrice enumerate anterior este necesară calcularea coordonatelor punctelor P, B şi M pentru fiecare poziţie a mecanismului.

Coordonatele căutate rezultă în urma executării unei succesiuni de operaţii prezentată în cele ce urmează:

1) se intersectează cercul A de rază $\ell$ cu cercul O de rază $s_j$ şi rezultă coordonatele punctului B:

$$x_B = -\sqrt{s_j^2 - \left(\frac{d^2-\ell^2+s_j^2}{2d}\right)^2} \quad \text{şi} \quad y_B = \frac{d^2-\ell^2+s_j^2}{2d} , \qquad (8.1)$$

2) prin punctul O se duc dreptele OP şi OM , rotite stânga , respectiv dreapta cu unghiul $d\varphi$ faţă de direcţia OB ,

3) se intersectează cercul de rază $s_{j-1}$ cu centrul în O cu direcţia OM şi rezultă coordonatele punctului M :

$$x_M = -\frac{s_{j-1}}{(1+tg^2\alpha_M)^{0,5}} \quad \text{şi} \quad y_M = -\frac{s_{j-1}\cdot tg\,\alpha_M}{(1+tg^2\alpha_M)^{0,5}} \qquad (8.2)$$

unde $\alpha_M$ este unghiul de înclinare al dreptei OM,

4) se intersectează cercul de rază $s_{j+1}$ cu centrul în O cu direcţia OP şi rezultă coordonatele punctului

$$x_P = - \frac{s_{i+1}}{(1 + tg^2 \alpha_P)^{0,5}} \quad \text{şi} \quad y_P = - \frac{s_{i+1}\, tg\, \alpha_P}{(1 + tg^2 \alpha_P)^{0,5}}$$

unde $\alpha_P$ este unghiul de înclinare al dreptei OP ,

5) prin punctul B se duce o dreaptă paralelă la dreapta MP , dreaptă care este paralelă cu tangenta la profil şi are coeficientul unghiular

$$tg\, \alpha_t = (y_M - y_P) / (x_M - x_P) \quad ,$$

6) rotită cu $90^0$ faţă de această direcţie se duce normala la profilul camei în punctul B ,

7) cunoscînd coordonatele punctelor B şi A se calculează mărimea unghiului $\psi$ ,

8) prin punctul B se duce dreapta $BT \perp AB$ , deci avînd faţă de axa ox o înclinare de $180^0 - \psi$ ,

9) unghiul de presiune $\delta$ este egal cu unghiul format de direcţiile BT şi normala nn' ,

10) se face media aritmetică a coordonatelor perechilor de puncte M - B şi B - P rezultînd astfel coordonatele punctelor E şi G ,

11) prin punctele E şi G se duc mediatoarele segmentelor BM şi BP , la intersecţia cărora se află punctul R . Coordonatele acestui punct sînt următoarele ;

$$x_R = \frac{(tg\,\alpha_E \cdot x_E - tg\,\alpha_G \cdot x_G) - (y_E - y_G)}{tg\,\alpha_E - tg\,\alpha_G} \qquad ( [illegible] )$$

şi

$$y_R = \frac{(x_E - x_G)\, tg\,\alpha_E\, tg\,\alpha_G + (y_G\, tg\,\alpha_E - y_E\, tg\,\alpha_G)}{tg\,\alpha_E - tg\,\alpha_G}$$

12) avem raza de curbură a profilului camei determinată pe baza coordonatelor punctelor B şi R , $\rho$ = BR

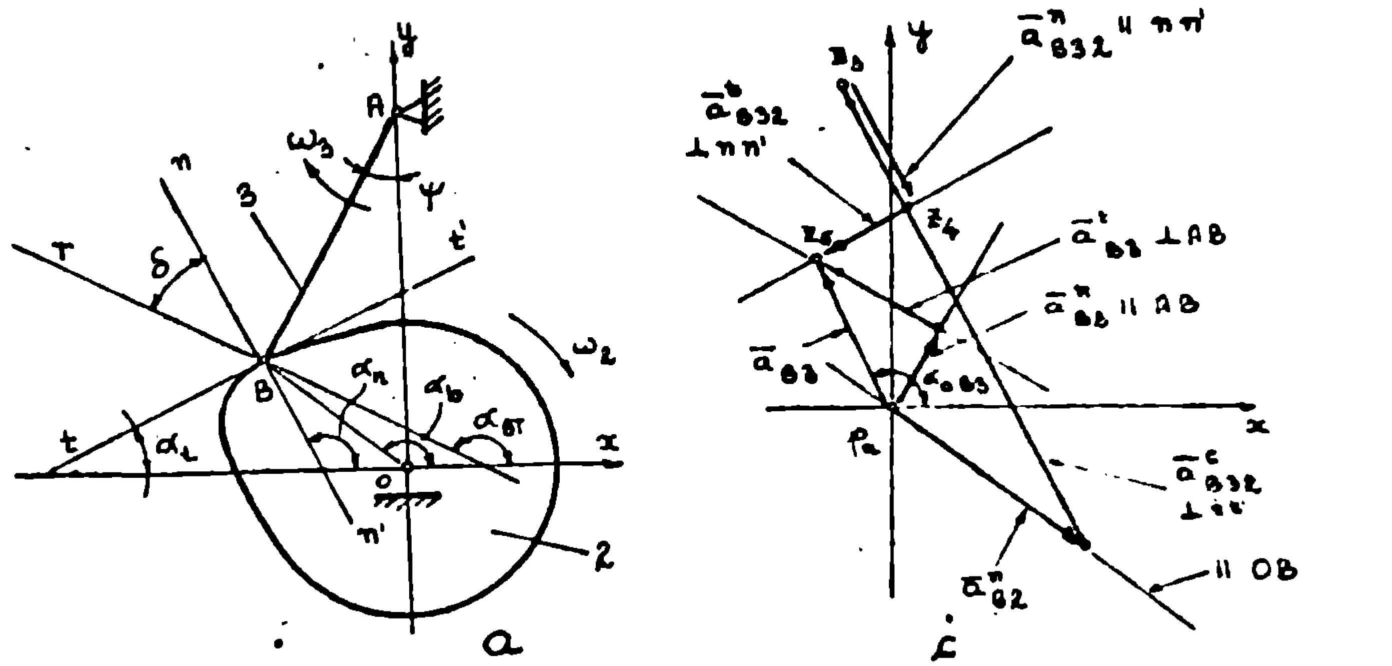
$$\rho = ((x_B - x_R)^2 + (y_B - y_R)^2)^{0,5} \qquad ( 8.5 )$$

In baza algoritmului de calcul prezentat mai sus s-a elaborat un program de calcul, care permite utilizarea calculatorului electronic la rezolvarea acestei probleme ce implică multe calcule de mare precizie.

Metoda permite determinarea punctelor care formează profilul teoretic al camei, coordonatele acestora putînd fi utilizate la executarea camei pe o maşină de frezat cu comandă numerică. Precizia calculelor efectuate la calculatorul electronic sînt acoperitoare pentru precizia de $1 \mu m$ cu care lucrează în general aceste mașini unelte.

## 8.2 Analiza cinematică a mecanismului de perforare

Avînd determinate elementele geometrice ale mecanismului: $AB = \ell$ lungimea tachetului, $AO = d$ distanța dintre axe, $r_b$ raza cercului de bază și $s = s(\varphi)$ funcția de intrare, precum și mărimile $\psi$, $\alpha_B, \alpha_{BT}, \alpha_n, \alpha_t, \delta, \rho$ pentru fiecare poziție studiată, se poate trece la calculul analitic al vitezelor și accelerațiilor elementelor. In continuare se vor determina forțele care solicită aceste elemente și reacțiunile în cuple. In fig. 8.3 s-a prezentat



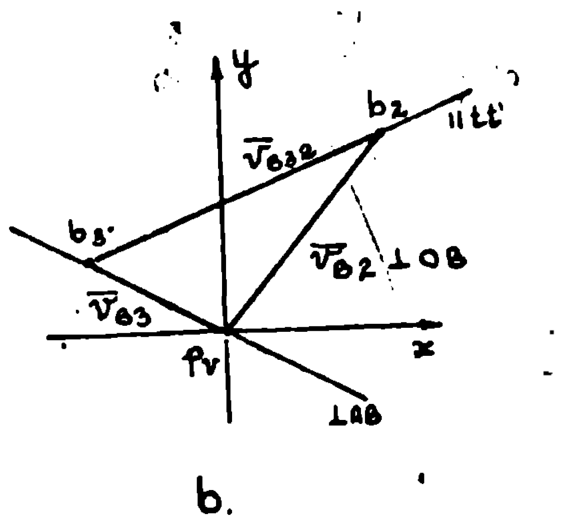




fig. 8.3

mecanismul într-o poziție oarecare, încadrat într-un sistem de axe $xOy$. Pentru calculul analitic al vitezelor, acestea se reprezintă într-un sistem de axe $xp_vy$, paralele cu axele $Ox$ și $Oy$. Acest fapt ne permite să folosim unghiurile calculate anterior la determinarea coordonate-

..or punctelor $b_2$ şi $b_3$ din fig. 8.3b . Mărimea vitezei $\bar{v}_{B2}$ ..te ..uncscută iar pentru vitezele $\bar{v}_{B3}$ şi $\bar{v}_{B32}$ cunoaştem direcţiile. ..ceste viteze satisfac relaţia următoare: $\bar{v}_{B3} = \bar{v}_{B2} + \bar{v}_{B32}$ , ..nde $v_{B2} = \omega_2\,\ell(OB)$ şi $OB = s_3$ , scos din funcţia de intrare.

Se calculează coordonatele punctului $b_2$ din poligonul vitezelor:

$$x_{b2} = v_{B2}\cos(\alpha_B - 90^\circ) \quad \text{şi} \quad y_{b2} = v_{B2}\sin(\alpha_B - 90^\circ)$$

Putem scrie în continuare ecuaţia dreptelor suport ale vitezelor relative $\bar{v}_{B32}$ şi a vitezei $\bar{v}_{B3}$ , la intersecţia cărora se vor găsi coordonatele punctului $b_3$ :

$$\begin{cases} y = tg\,\alpha_t \cdot x + y_{b2} - tg\,\alpha_t \cdot x_{b2} \\ y = tg\,\alpha_{BT} \cdot x \end{cases} \qquad (8.6)$$

şi rezultă: $x_{b3} = \dfrac{y_{b2} - tg\alpha_t \cdot x_{b2}}{tg\alpha_{BT} - tg\,\alpha_t}$ şi $y_{b3} = \dfrac{tg\alpha_{BT}(y_{b2} - x_{b2} \cdot tg\alpha_t)}{tg\,\alpha_{BT} - tg\,\alpha_t}$

Cunoscînd coordonatele acestui punct putem calcula imediat valoarea vitezelor $\bar{v}_{B3}$ şi $\bar{v}_{B32}$ :

$$v_{B3} = (x_{b3}^2 + y_{b3}^2)^{0,5} \qquad (8.7)$$

$$v_{B32} = ((x_{b2} - x_{b3})^2 + (y_{b2} - y_{b3})^2)^{0,5}$$

Pentru calculul analitic al acceleraţiilor recurgem la figura 8.3c unde planul acceleraţiilor pentru poziţia dată s-a reprezentat într-un sistem de axe $xp_ay$ , paralele şi acestea cu axele Ox şi Oy . Acceleraţia punctului $B_3$ rezultă prin închiderea a două poligoane a acceleraţiilor:

$$\begin{cases} \bar{a}_{B3} = \bar{a}^n_{B3} + \bar{a}^t_{B3} \\ \bar{a}_{B3} = \bar{a}_{B2} + \bar{a}^c_{B32} + \bar{a}^n_{B32} + \bar{a}^t_{B32} \end{cases} \qquad (8.8)$$

unde: $a^n_{B3} = \dfrac{v^2_{B3}}{\ell(AB)}$ // cu AB $\qquad a^c_{B32} = 2\omega_2 \cdot v_{B32}$ ⊥ st

$a^t_{B3}$ - ⊥ AB $\qquad a^n_{B32} = \dfrac{v^2_{B32}}{\rho}$ // cu ..

$a^n_{B2} = \omega_2^2 \cdot \ell(OB)$ // cu OB $\qquad a^t_{B32}$ - ⊥ ..

Vîrfurile vectorilor care reprezintă aceste acceleraţi în planul $xp_ay$ s-au notat cu literele $z_1 \dots z_5$ .

Sistemul format din cele două ecuații are două necunoscute și anume valoarea accelerațiilor $a^c_{B3}$ și $a^t_{B32}$. Determinînd coordonatele punctului $z_5$ din planul accelerațiilor putem calcula aceste necunoscute și implicit valoarea și direcția accelerației $a_3$.

In acest sens procedăm în felul următor:

- cunoscînd valorile și direcțiile accelerațiilor se vor determina coordonatele punctelor $z_1$ și apoi $z_2$, $z_3$ și $z_4$;
- scriem ecuațiile dreptelor care trec prin punctele $z_1$ și $z_4$ după direcțiile $\perp$ AB și respectiv $\perp$ mn'.

Coordonatele punctului $z_1$:

$$x_{z1} = a^n_{B3} \cos \psi_1 \qquad y_{z1} = a^n_{B3} \sin \psi_1 .$$

Ecuația dreptei suport pentru accelerația $\bar{a}^t_{B3}$ este următoarea:

$$y = tg\, \alpha_M \cdot x + y_{z1} - tg\, \alpha_M \cdot x_{z1} \qquad (8.9)$$

Se dau în continuare coordonatele punctelor $z_2$, $z_3$ și $z_4$

$z_2$ : $x_{z2} = a^n_{B2} \cos(180^0+\alpha_1)$ , $y_{z2} = a^n_{B2} \sin(180^0+\alpha_1)$

$z_3$ : $x_{z3} = x_{z2} - a^c_{B32} \cos(180^0-\alpha_n)$ , $y_{z3} = y_{z2} + a^c_{B32} \sin(180^0-\alpha_1$

$z_4$ : $x_{z4} = x_{z3} + a^n_{B32} \cos(180^0-\alpha_1)$ , $y_{z4} = y_{z3} - a^n_{B32} \sin(180^0-\alpha$

Ecuația dreptei suport pentru accelerația $a^t_{B32}$ este:

$$y = tg\, \alpha_t \cdot x + y_{z4} - tg\, \alpha_t \cdot x_{z4} \qquad (8.10)$$

Coordonatele punctului $z_5$ rezultă la intersecția dreptelor suport date în formulele de mai sus:

$$\begin{cases} x_{z5} = \dfrac{(y_{z1}-y_{z4}) + (tg\alpha_t \cdot x_{z4} - tg\alpha_M \cdot x_{z1})}{tg\alpha_t - tg\alpha_M} & (8.11) \\ \text{și} \quad y_{z5} = tg\,\alpha_t \cdot x_{z5} + y_{z4} - tg\,\alpha_t \cdot x_{z4} & (8.12) \end{cases}$$

Se calculează în continuare mărimea și direcția lui $\bar{a}_{B3}$ cu formulele:

$$a_{B3} = ( x^2_{z5} + y^2_{z5} )^{0,5} \qquad (8.13)$$

și

$$\alpha_{a_{B3}} = \text{arctg} \frac{y_{z5}}{x_{z5}} \qquad (8.14)$$

Aceleaşi rezultate se pot obţine şi printr-un procedeu de proiectare a vectorilor viteză şi acceleraţie pe direcţiile axelor de coordonate.

Pentru poligonul vitezelor, proiecţiile pe cele două axe duc la următoarele ecuaţii:

$$\begin{cases} v_{B2}\cos(\alpha_B - 90^0) - v_{B32}\cos\alpha_t = v_{B3}\cos\psi \\ v_{B2}\sin(\alpha_B - 90^0) - v_{B32}\sin\alpha_t = v_{B3}\sin\psi \end{cases} \qquad (8.15)$$

şi rezultă:

$$v_{B3} = \frac{v_{B2}\cos(\alpha_B - 90^0) - v_{B32}\cos\alpha_t}{\cos\psi} \qquad (8.16)$$

şi

$$v_{B32} = \frac{v_{B2}(\sin(\alpha_B - 90^0) - \cos(\alpha_B - 90^0)\,\mathrm{tg}\,\psi)}{\sin\alpha_t - \cos\alpha_t\cdot\mathrm{tg}\,\psi} \qquad (8.17)$$

Aceiaşi metodă se poate aplica şi în cazul acceleraţiilor, făcând proiecţia celor două contururi poligonale pe axele $p_a x$ şi $p_a y$ de unde rezultă următoarele ecuaţii:

$$\begin{cases} a^n_{B2}\cos(180^0+\alpha_B) - a^c_{B32}\cos(180^0-\alpha_n) + a^n_{B32}\cos(180^0-\alpha_n) - \\ \qquad - a^t_{B32}\cos\alpha_t = a^n_{B3}\sin\psi - a^t_{B3}\cos\psi \\ -a^n_{B2}\sin(180^0+\alpha_B) + a^c_{B32}\sin(180^0-\alpha_n) - a^n_{B32}\sin(180^0-\alpha_n) - \\ \qquad - a^t_{B32}\sin\alpha_t = a^n_{B3}\cos\psi + a^t_{B3}\sin\psi \end{cases} \qquad (8.18)$$

Din sistemul de mai sus rezultă valorile acceleraţiilor $a^t_{B32}$ şi $a^t_{B3}$. Acceleraţia punctului $B_3$ se calculează cu formula:

$$a_{B3} = ((a^n_{B3})^2 + (a^t_{B3})^2)^{0,5} \qquad (8.19)$$

şi direcţia ei:

$$\alpha_{aB3} = 90^0 - \psi + \mathrm{arctg}\,\frac{a^t_{B3}}{a^n_{B3}} \qquad (8.20)$$

## 8.5 Calculul forţelor şi al reacţiunilor care solicită elementele constructive ale mecanismului.

Pentru a calcula reacţiunile din cuplele mecanismului, executăm diagrama de echilibru a tachetului, care având o mişcare de oscilaţie în jurul articulaţiei A cu o viteză variabilă, este supus la solicitarea forței de inerție. In fig. 8.4 se prezintă diagr. forțelor care solicită tachetul într-o poziție oarecare. Greutat. tachetului acționează în centrul de greutate C după o direcție ticală $G = mg$ unde m este m. tachetului. Forța de inerție acționează punctul K și este paralelă cu direcț. accelerației $\bar{a}_{B3}$ avînd mărimea :

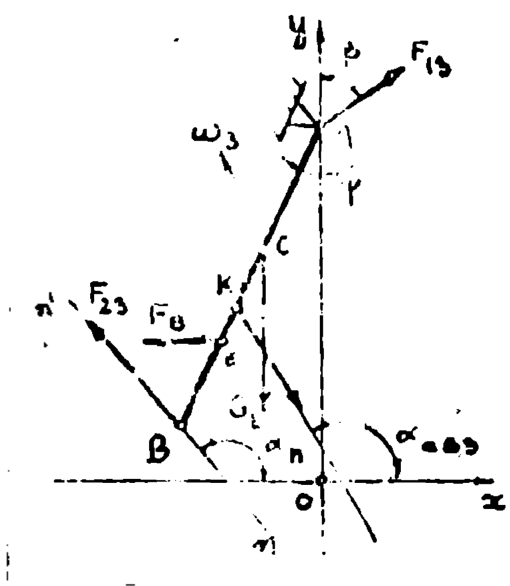



fig. 8.4

$$F_1 = - m \cdot a_C$$

unde $a_C$ este accelerația centrului de greutate:
$$a_C = \frac{a_B \cdot AC}{AB} \qquad (8.21)$$

Lungimea segmentului AK se calculează conform teoremei lui Steiner /55/:

$$AK = \frac{I_G}{m \cdot r_C} + r_C \qquad (8.2?)$$

unde $I_G$ momentul de inerție al tachet. lui față de axa care trece prin centrul de greutate C și e. perpendiculară pe planul de mișcare, iar $r_C = AC$.

In punctul E se aplică forța elastică a unui arc $F_e$ care asigură închiderea cuplei superioare camă - tachet.

Această forță are două componente: $F_e = F_{e1} + F_{e2}$ (8.2?)

unde : $F_{e1}$ este forța elastică de pretensionare realizată la montare

$F_{e2}$ este forța elastică suplimentară datorată mișcării de oscilație a tachetului și are valoarea calculată cu următoarea formulă:

$$F_{e2} = k s_1 \frac{AE}{AB} \qquad (8.2?)$$

unde k constanta elastică a resortului

$s_1$ deplasarea punctului caracteristic B față de poz. inițială.

Reacțiunea $F_{23}$ între camă și tachet are o mărime necunoscută, cunoscîndu-se că ea este orientată după direcția normalei nn'.

Reacțiunea $F_{13}$ a batiului față de tachet este o forță care are punctul de aplicare în articulația A și este necunoscută atît ca mărime cît și ca direcție.

Pentru a calcula reacțiunea $F_{23}$ scriem suma momentelor forțelor față de articulația A și rezultă:

$$F_{23}=\frac{F_1\cdot AK\cdot \cos(180^0-\alpha_{aB3}-\psi)+F_e\cdot AE\cos\psi+G\cdot AC\cdot \sin\psi}{AB\cdot \cos(180^0-\alpha_n-\psi)} \qquad (8.2\ )$$

Componentele reacțiunii $F_{13}$ rezultă prin rezolvarea sistemului de două ecuații care se obțin prin însumarea proiecțiilor forțelor pe direcțiile Ox și Oy . Cele două ecuații sînt:

$$\begin{cases} F_{23}\cdot \cos(\alpha_n-90^0)-F_1\cdot \cos(\alpha_{aB3}-90^0)-G+F_{13}\cdot \sin\beta = 0 \\ -F_{23}\cdot \sin(\alpha_n-90^0)+F_e+F_1\cdot \sin(\alpha_{aB3}-90^0)+F_{13}\cdot \cos\beta = 0 \end{cases} \qquad (8.26)$$

Rezolvînd acest sistem rezultă modulul și direcția reacțiunii $F_{13}$. Cînd $F_e$ și $F_1$ sînt de semn contrar ( forța de revenire ) atunci se va analiza raportul momentelor $F_1\cdot AK\cdot \cos(180^0-\alpha_{aB3}-\psi)$ și $F_e\cdot AE\cdot \cos\psi$ pentru a constata dacă se asigură contactul la nivelul cuplei superioare din acest punct de vedere.

## 8.4 Abaterile funcției de ieșire a mecanismului datorate deformărilor elastice ale elementelor

### 8.4.1 Introducere

Sub acțiunea forțelor calculate anterior, elementele constructive ale mecanismului suferă deformații elastice care modifică funcția de ieșire. Avînd în vedere modelul matematic ales pentru analiza și sinteza dinamică a mecanismului, precum și soluția constructivă adoptată, se poate aprecia că deformațiile elastice apar la nivelul a două elemente componente:

a) deformarea prin încovoiere a tachetului mecanismului,

b) deformarea prin răsucire a arborelui camei.

Se presupune deci că batiul mecanismului precum și cama sînt elemente care prezintă o rigiditate infinită.

Pentru simplificarea calculelor se consideră tachetul ca și bară avînd o secțiune dreptunghiulară constantă pe toată lungimea l.

### 8.4.2 Calcularea deformărilor tachetului

Pentru determinarea abaterii funcției de ieșire, datorată deformărilor mării elastice a tachetului, acesta se consideră ca şi o grindă articulată în punctul A şi rezemată în punctul B . Reazemul din permite şi deplasarea longitudinală a acestui punct aşa cum se vede şi în fig. 8.5 . Calculele se fac cu neglijarea greutăţii tachetului în comparaţie cu forţa elastică $F_e$ şi forţa de inerţie $F_i$.

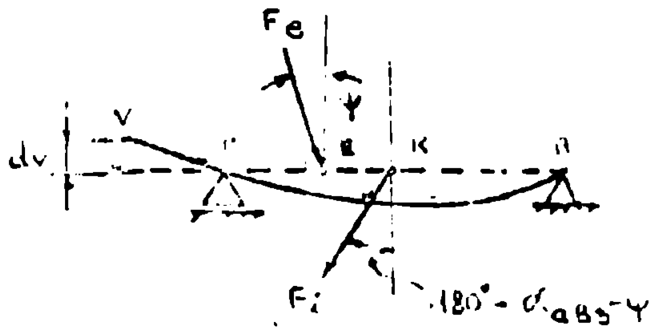



fig. 8.5

Abaterea care are loc la vîrful V al tachetului se notează cu $d_v'$ şi se calculează prin suprapunerea efectelor componentelor verticale (transversale) ale celor două forţe:

$$F_{ev} = F_e \cdot \cos \psi \qquad (\ldots)$$

şi $$F_{iv} = F_i \cdot \cos(180° - \alpha_{a85} - \psi)$$

Deci implicit considerăm că unghiul de rotire al grinzii în punctul B are două componente:

$$\varphi_B = \varphi_{Be} + \varphi_{Bi} \qquad (8.28)$$

unde:

$$\varphi_{Be} = \frac{F_{ev} \cdot AK \cdot BK \cdot (AK + AB)}{6 \cdot E \cdot I_z \cdot AB} \qquad (8.29)$$

Dacă notăm cu b şi h lăţimea şi grosimea tachetului, atunci:

$I_z = b \cdot h^3/12$ iar $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN cm$^{-2}$ .

Similar se calculează şi componenta $\varphi_{Bi}$ :

$$\varphi_{Bi} = \frac{F_{iv} \cdot AK \cdot BK \cdot (AK + BK)}{6 \cdot E \cdot I_z \cdot AB} \qquad (8.30)$$

Abaterea $d_v'$ se determină cu formula : $d_v' = BV \cdot \operatorname{tg} \varphi_B$ ( 8.31 )

Deoarece forţele $F_e$ şi $F_i$ îşi modifică mărimea şi direcţia în timpul ciclului de funcţionare, se poate spune că şi abaterea $d_v'$ îşi modifică valoarea şi sensul faţă de poziţia neutră reprezentată în figură cu linie întreruptă. Deformarea grinzii aşa cum se prezintă în figură, corespunde la faza de ridicare a tachetului.

## 8.4. Calcularea deformaţiilor arborelui camei

Deformarea prin torsiune a arborelui camei se produce sub efec-

...ul momentului de torsiune dat de forța de reacțiune $F_{32} = -F_2$ și se calculează cu formula $M_t = F_{32} \cdot d$. In fig. 8.6 se vede că brațul forței este dat de relația:

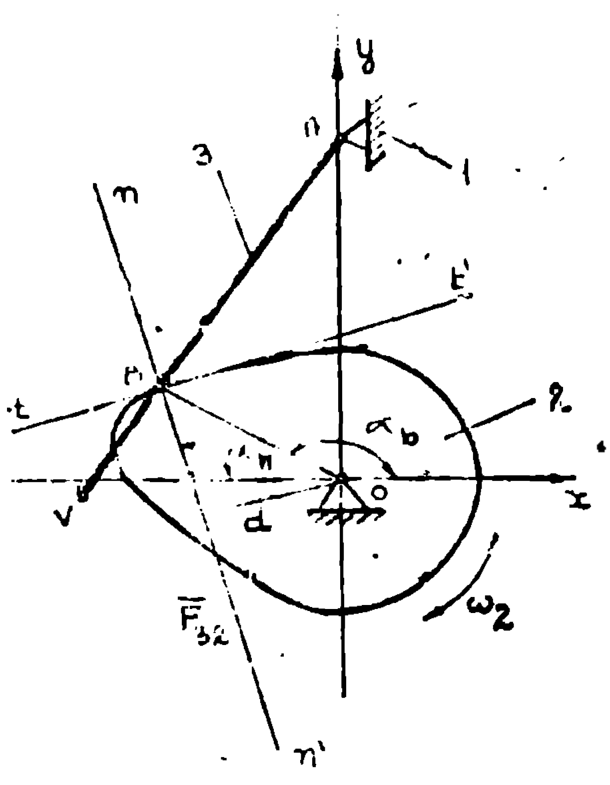



fig. 8.6

$$d = OB \cdot \sin(\alpha_b - \alpha_n)$$

unde $OB = s_i$ și deci

$$d = s_i \cdot \sin(\alpha_b - \alpha_n) \qquad (8.32)$$

Unghiul de torsionare a arborelui camei se calculează cu formula

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \qquad (8.33)$$

unde s-a notat lungimea arborelui camei, $G = 0{,}85 \cdot 10^6$ ... $cm^{-2}$ modulul de elasticitate transversal și $I_p = d^4/32$ este momentul de inerție polar al arborelui, unde d este diametrul acestuia.

Cunoscînd valorile forței $F_{32}$ în diverse poziții ale ciclului de funcționare, se pot determina unghiurile de torsionare $\theta_i$ corespunzătoare.

Pentru faza de ridicare a tachetului sensul de torsionare este opus față de sensul de rotire a camei. Prin urmare pentru o poziție oarecare i, funcția de ieșire va fi defazată în urmă cu unghiul $\theta_i$ și punctul B se va deplasa spre dreapta cu mărimea:

$$d_i = s(\varphi_i) - s(\varphi_i - \theta_i) \qquad (8.34)$$

La nivelul vîrfului V al tachetului abaterea se notează cu $d_V''$ se calculează cu formula

$$d_V'' = d_B \frac{AV}{AB} \qquad (8.35)$$

## 8.4.4 Compensarea deformărilor elastice ale elementelor mecanismului

După cum se observă, pentru faza de ridicare, fază în care se realizează și funcția de ieșire dorită, erorile introduse prin deformarea tachetului și a arborelui camei sînt de semn contrar. De-...

rindu-ne la fig. 6.5 putem afirma că dacă încovoierea tachetului duce punctul caracteristic în avans și deci abaterea $d_v'$ poate considerată cu semnul plus, atunci torsionarea arborelui camei deplasează reazemul B în jos și abaterea $d_v''$ este negativă.

Această situație ne oferă posibilitatea de a compensa cele două abateri. Operațiunea de compensare se va realiza prin egalizarea abaterii $d_v'$ cu abaterea maximă $d_v''$. Pentru aceasta din mulțimea valorilor $d_v''$ se alege valoarea maximă și se egalizează această abatere cu abaterea $d_v'$ corespunzătoare aceleiași poziții. Chiar dacă maximele celor două funcții $d_v' = d_v'(\varphi)$ și $d_v'' = d_v''(\varphi)$ prezintă un defazaj $\Delta\varphi$, eroarea totală a funcției de ieșire se va micșora și prezenta o valoare nulă pentru poziția aleasă în vederea compensării, așa cum se vede și în fig. 6.7, unde suma celor două abateri este prezentată cu linie întreruptă.

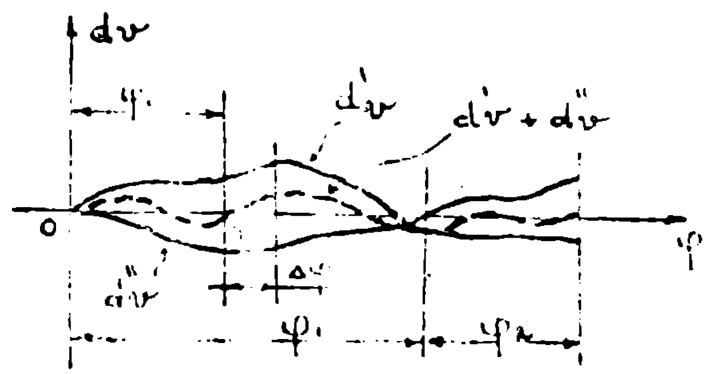



Fig. 6.7

Deci pentru $\varphi = \varphi_c$ când $d_v'' = |d_v''|_{max}$ se va asigura ca:

$$|d_v'| - |d_v''|_{max} = 0 \qquad (6.36)$$

Compensarea abaterilor pentru $\varphi = \varphi_c$ se poate executa pe două căi distincte sau combinate și anume:

- modificarea rigidității tachetului și a arborelui prin tatonarea mărimilor geometrice b, h și d,
- modificarea lungimii elementelor.

Dacă adoptăm cea de a doua metodă și considerăm lungimea tachetului fixă deci $\ell_{AB}$ = ct., compensarea se poate face prin dimensionarea corespunzătoare a capătului liber al tachetului BV, deci se egalizează $|d_v'| = |d_v''|_{max}$, iar pentru $|d_v''|_{max}$ corespunde deplasarea $|d_B|_{max}$ și egalitatea de mai sus devine:

$$BV \cdot tg\,\varphi_B = |d_B|_{max}\frac{AV}{AB} \qquad (6.37)$$

în formula de mai sus înlocuim AV = AB + BV și rezultă:

$$BV = \frac{|d_B|_{max}}{tg\,\varphi_B - |d_B|_{max}/AB} \qquad (6.38)$$

BUPT

Din cele expuse mai sus se poate trage concluzia că printr-o ajustare corespunzătoare a dimensiunilor elementelor din componența mecanismului, abaterile funcției de ieșire datorate deformărilor elastice se pot compensa pînă la nivelul unei precizii dorite. Acest procedeu de compensare înlătură necesitatea măririi rigidității elementelor în vederea micșorării deformațiilor elastice, mărire care duce inevitabil la mărirea greutății elementelor și deci și a forțelor de inerție, ceea ce implică dezavantaje din punct de vedere dinamic.

Compensarea deformațiilor elastice prin recalcularea lungimii tachetului este varianta cea mai simplă și rapidă și se poate utiliza atunci cînd modificarea vitezei punctului V nu are efect asupra funcției de ieșire.

In cazul mecanismului pentru perforarea cartelelor, parametrul funcției de ieșire este tocmai proiecția vitezei punctului V pe direcția de transport a cartelei. Modificarea lungimii tachetului impune reluarea sintezei mecanismului. De aceea în acest caz se va proceda la compensarea deformațiilor elastice prin modificarea rigidității tachetului sau a arborelui camei.

Deci egalizînd cele două componente ale abaterii se va impune unghiul de rotire $\varphi_B$ și va rezulta deplasarea punctului B, deplasare care va impune la rîndul ei un anumit unghi de torsionare și deci un diametru corespunzător pentru arborele camei. Din formula (B.37) rezultă:

$$|d_B|_{max} = \frac{AB \cdot BY \cdot t \ldots}{AV} \qquad (B.39)$$

și se calculează deplasarea corespunzătoare:

$$s(\varphi_i - \theta_i) = s(\varphi_i) - |d_B|_{max} \qquad (B.40)$$

Din diagrama funcției de intrare $s = s(\varphi)$ rezultă unghiul $\varphi_j$ pentru care se realizează deplasarea $s(\varphi_i - \theta_i)$ și se determină unghiul de torsionare necesar:

$$\theta_i = \varphi_i - \varphi_j \qquad (B.41)$$

Cu ajutorul formulei pentru calcularea unghiului de torsionare a arborelui se determină momentul de inerție polar pe care trebuie să îl aibă arborele:

$$I_p = \frac{\theta_i \cdot G}{M_t \cdot l} \qquad (B.42)$$

și în final rezultă diametrul arborelui: $d = \left(\frac{32 \cdot I_p}{\pi}\right)^{0,25}$ (B.43)

La proiectarea mecanismului se pot lua în considerare și alte variante de compensare cum ar fi:

a) compensarea valorilor maxime ale abaterilor, chiar dacă aceste maxime se găsesc la unghiuri diferite în cadrul ciclului:

$$\left|d_v'\right|_{max} = \left|d_v''\right|_{max}$$

b) compensarea abaterii maxime dată de deformarea tachetului:

$$\left|d_v'\right|_{max} = \left|d_v''\right| ,$$

unde valoarea lui $d_v''$ rezultă din diagramă, corespunzătoare unghiului pentru care $d_v'$ are valoarea maximă.

## 8.5 Utilizarea programului pentru sinteza mecanismului de perforare

### 8.5.1 Prezentarea programului

Programul elaborat pentru sinteza cu ajutorul calculatorului a mecanismelor cu came, este un program specializat pentru rezolvarea unor probleme specifice legate de sinteza mecanismelor cu tachet oscilant, care prezintă pentru funcţia de ieşire un palier de viteză constantă.

Utilizarea calculatorului permite rezolvarea într-un timp relativ scurt a calculelor legate de:

- determinarea funcţiei de intrare,
- corectarea funcţiei de intrare,
- calcularea coordonatelor profilului caracteristic a camei,
- calcularea unghiului de presiune şi indicarea poziţiilor pentru care se depăşeşte valoarea maximă impusă,
- verificarea existenţei posibilităţii desprinderii contactului camă-tachet şi recalcularea vitezei pentru care nu mai au loc desprinderi,
- calcularea deplasărilor vîrfului tachetului, deplasări datorate deformărilor elastice în vederea compensării acestora

Pentru calcularea coeficienţilor polinoamelor care reprezintă zone ale funcţiei de intrare, se apelează la programul RESOL din biblioteca matematică a calculatorului. Actualizarea datelor de calcul, respectiv matricea coeficienţilor ecuaţiei procum şi vectorul coloană a termenilor liberi se face prin intermediul variabilelor in-

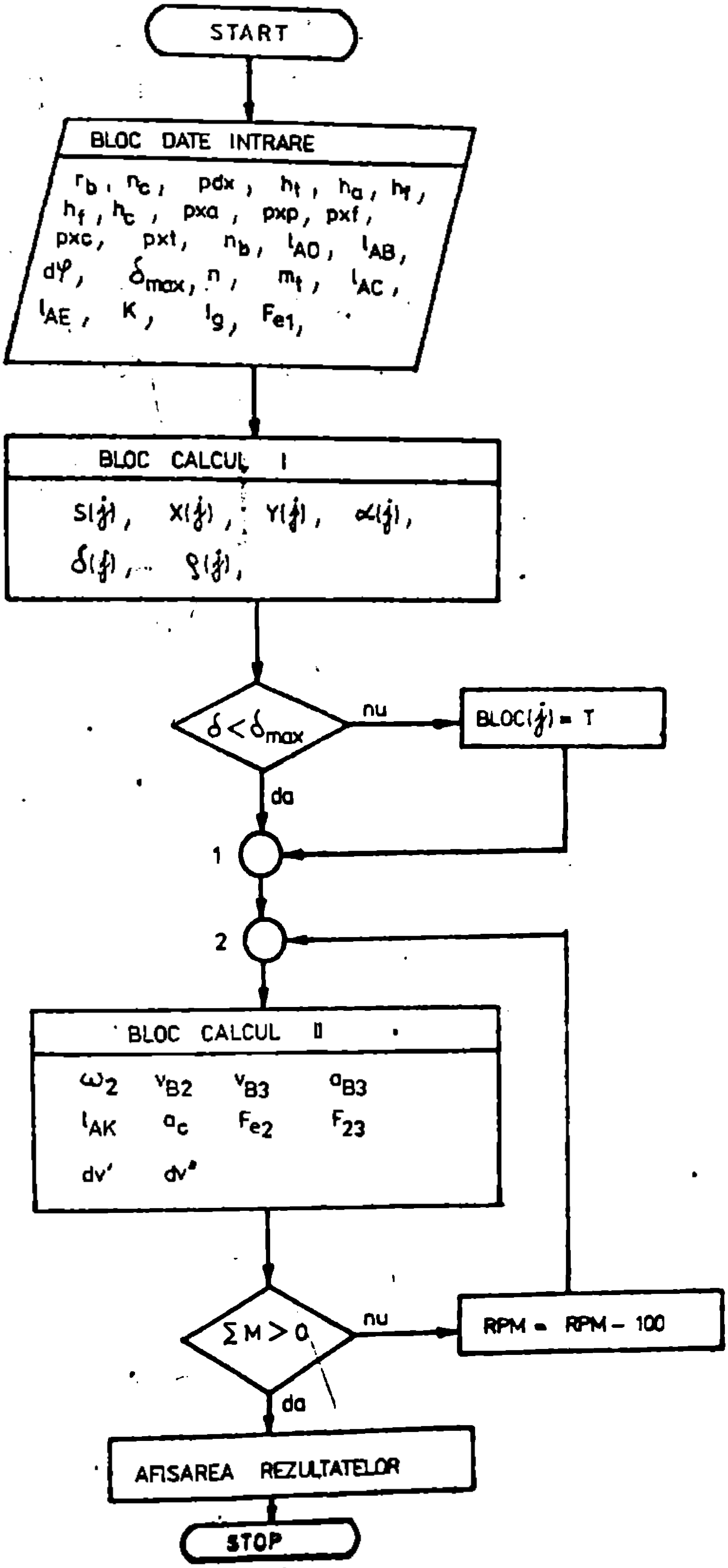


fig. 8.6

dexate MATRI şi RIGHT. Datele iniţiale necesare desfăşurării secvenţelor de calcul sînt furnizate prin intermediul unor liste de date iniţializate cu ajutorul unei instrucţiuni de tip DATA. Dacă la viteza de rotaţie pentru care a fost proiectat mecanismul se constată apariţia unor desprinderi se recalculează o viteză de lucru pentru care nu mai există acest fenomen. Diferenţa între cele două viteze permite proiectantului să aprecieze ce măsuri se impun. Măsurile ce ar putea fi luate sînt:

- analizarea şi dacă este cazul, adoptarea altor funcţii de intrare,
- modificarea masei şi a dimen-

siunilor tachetului,

- mărirea forței de închidere a cuplei superioare,
- micșorarea performanțelor mecanismului prin micșorarea vitezei de rotire a axului camei.

Datele obținute în urma calculelor sînt redate într-un tabel cu rezultate. In acest tabel sînt cuprinse și coordonatele profilului caracteristic a camei.

In fig. 8.8 se dă ordinograma după care a fost realizat programul de calcul.

Pentru a avea o confirmare sigură a concluziilor obținute pe cale teoretică, concluzii care se aplică la sinteza și proiectarea mecanismelor, este evidentă necesitatea studierii și pe cale experimentală a acestora.

**Realizarea practică și punerea la punct a mecanismului studiat și proiectat este un proces care nu poate fi considerat încheiat fără această confirmare experimentala.**

Un loc important în cadrul programului pentru sinteza mecanismului de peforare îl ocupă partea referitoare la generarea funcției de intrare, parte ce cuprinde și varianta de generare a zonei de perforare cu profil corectat. Avînd în vedere necesitatea de a executa un profil de mare precizie pentru funcția de intrare, în cele ce urmează se acordă o importanță mai mare acestei zone.

In cadrul operațiunilor preliminare ale sintezei mecanismului se stabilesc o serie de mărimi geometrice corelate cu datele inițiale privind viteza de transport a cartelei, distanța între perforații, frecvența de perforare etc. Elementele geometrice care se stabilesc în prealabil sînt : lungimea tachetului , distanța între axe, înălțimea de ridicare a tachetului, raza cercului de bază, tipul camei, viteza de rotație , etc. Sinteza mecanismului se desfășoară pe etape, așa cum se arată în continuare.

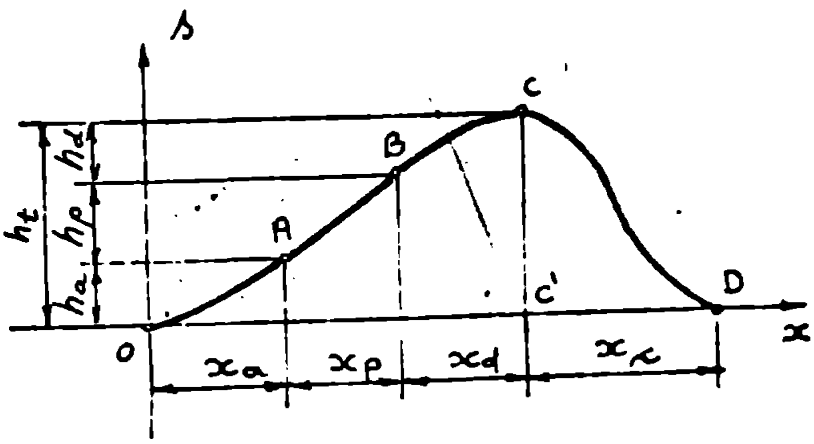



fig. 8.9

### 8.5.2 Generarea funcției de intrare

Prin program funcția de intrare se generează punct cu punct pentru toate fazele ciclului de funcţionare. In fig. 8.9 este prezentată funcţia de intrare $s = s(x)$ cu punctele A, B, C, D care marchează sfîrşitul fazelor de lucru. Pe axa abscisclor durata unui ciclu de perforare se poate diviza în procente, în milimetrii sau în grade. In figură s-au făcut următoarele notaţii:

$x_a$ lungimea zonei de accelerare
$x_p$ lungimea zonei de perforare
$x_d$ lungimea zonei de decelerare
$x_c$ lungimea zonei de coborîre
$h_a$ înălţimea de accelerare
$h_p$ înălţimea de perforare
$h_d$ înălţimea de decelerare

a) Zona de accelerare

Polinomul mişcării în zona de accelerare are forma :

$$s = Ax^4 + Bx^3 \qquad (8.44)$$

unde coeficienţii A şi B se calculează din sistemul de ecuaţii dat mai jos:

$$\begin{cases} x_a^4 A + x_a^3 B = h_a \\ 4x_a^3 A + 3x_a^2 B = m \end{cases} \qquad (8.45)$$

b) Zona de perforare cu profil necorectat

In acest caz mişcarea se desfăşoară după o funcţie liniară avînd ecuaţia:

$$s = mx + h_a \qquad (8.46)$$

c) Zona de perforare cu profil corectat

La determinarea profilului corectat a camei se va ţine cont de sensul de rotire relativă camă-tachet, precum şi de poziţia articulaţiilor A şi O faţă de sistemul de axe. Formulele de corecţie stabilite la capitolul 3 presupuneau că axa Ox' are direcţia de mişcare a caretelei iar axa Oy' este paralelă cu poziţia tachetului cînd punctul caracteristic B se află la mijlocul zonei de perforare, aşa cum se vede şi în fig. 8.10 . Faţă de acest sistem, articulaţia tachetului se află la distanţa $e = x_b + h_a + h_p/2$ .

Deoarece pentru determinarea analitică a unor parametrii geometrici, precum şi la calculul cinematic şi dinamic al mecanismului, acesta a fost încadrat într-un sistem de axe $xOy$ rotit cu unghiul $\beta$ faţă de sistemul de axe precedent, astfel încît: $tg\ \beta = e/\ell$.

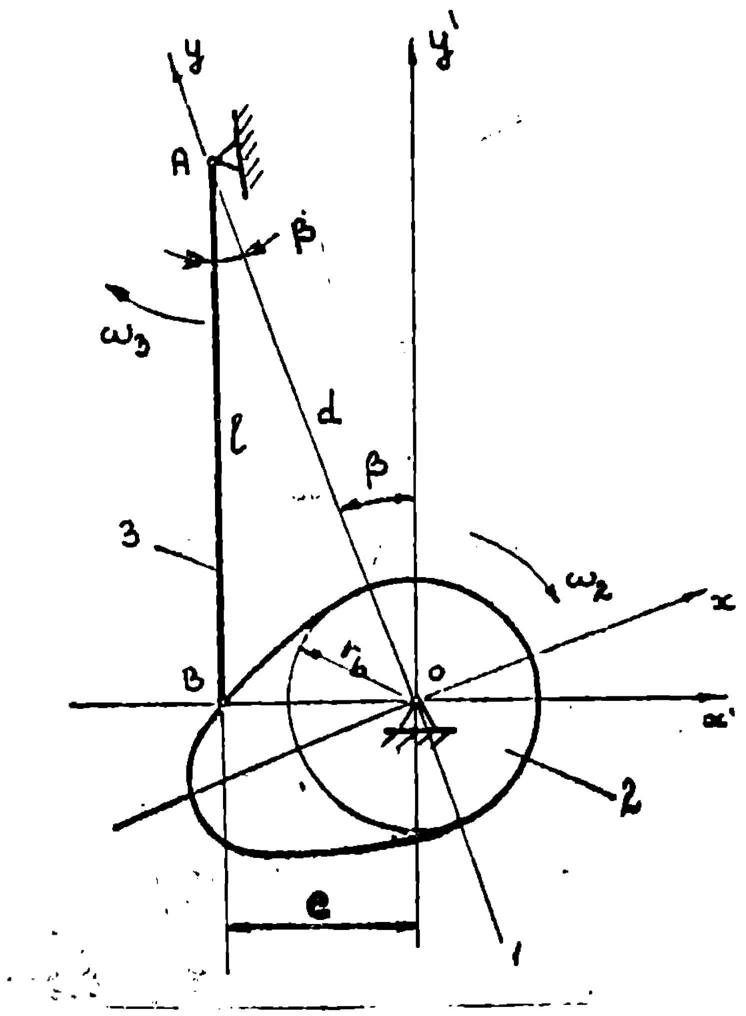



fig. 8.10

La corectarea funcţiei de intrare şi deci a profilului camei trebuie să se ţină cont de acest lucru.

In fig. 8.11 se prezintă elementele geometrice necesare calculării funcţiei corectate în această situaţie.

Presupunînd că încercăm să realizăm cu ajutorul planului înclinat OM şi a tachetului AB o funcţie de mişcare a tachetului astfel încît proiecţia vitezei punctului caracteristic B să fie constantă pe direcţia OP. Această mişcare implică egalitatea segmentelor $P_1P_2 = P_2P_3 = \ldots\ldots = P_7P_8$. In acest scop punctul B trebuie să parcurgă arce de cerc inegale în intervale de timp egale şi să ocupe succesiv poziţiile $B_0, B_1, B_2, \ldots B_8$ care se găsesc la intersecţia dreptelor orizontale $P_1s_1, P_2s_2, \ldots\ldots P_8s_8$ cu arcul de cerc $OB_5P_8$.

Pentru a găsi curba reală care trebuie să comande mişcarea punctului caracteristic B, vom considera situaţia în care mişcarea este inversată şi deplasăm punctul A pe direcţia Ox succesiv în poziţiile $A_1, A_2, \ldots\ldots A_8$ egal distanţate. Punctele $C_1$ care se găsesc pe curba căutată se determină la intersecţia cercurilor de rază $\ell = AB$ şi centu $A_1$ cu dreptele orizontale $P_1s_1$.

Din fig. 8.11se vede că în cazul sensului de mişcare V - A, profilul corectat se obţine prin deplasarea spre stînga a punctelor $M_1$ de pe profilul necorectat cu distanţe egale cu segmentele de dreaptă $B_1s_1$ şi deci $C_1M_1 = B_1s_1$.

Avînd stabilite aceste elemente putem scrie ecuaţia funcţiei de intrare corectată.

Ordonata şi abscisa punctului curent $C_1$ sînt următoarele:

$$y = \ell \cdot \sin\psi \quad \text{şi} \quad x = \frac{y}{m} - \ell(1 - \cos\psi) \qquad (8.47)$$

Se elimină parametrul $\psi$ din aceste formule şi rezultă ecuaţia funcţiei căutate sub forma :

$$y^2\left(1 + \frac{1}{m^2}\right) + x^2 - \frac{2}{m}xy - \frac{2\ell}{m}y + 2\ell x = 0 \qquad (8.48)$$

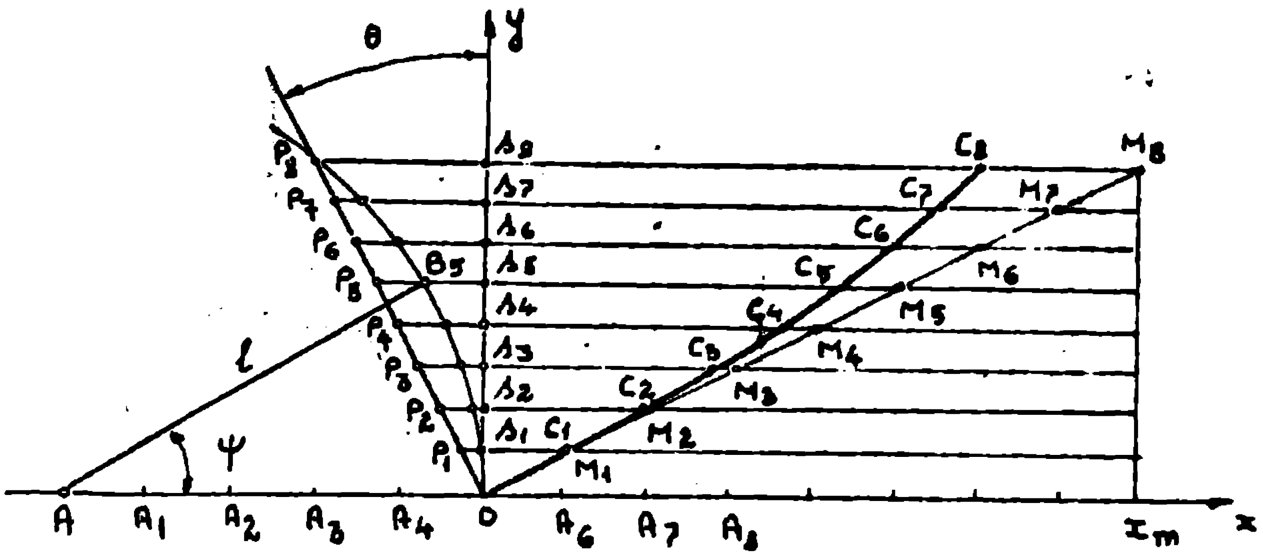



fig. 8.11

Din formulă cît şi din figură rezultă că funcţia de intrare care asigură o viteză constantă pentru proiecţia punctului B pe dreapta OP, nu depinde de înclinarea θ , care influenţează doar mărimea acesteia nu şi modul de variaţie.

Pentru zona de perforare se va utiliza doar o porţiune din funcţia de intrare, porţiune ce se racordează la zona de accelerare şi la zona de decelerare.

In acest scop procedăm astfel :

- se intersectează curba $OC_8$ cu orizontala $y = r_b + h_a$ şi se determină abscisa punctului C de racordare cu zona de accelerare. Dacă presupunem că $r_b + h_a = Os_3$ atunci punctul de racordare este $C_3$ iar $x_3$ abscisa lui;
- prin derivarea numerică a funcţiei de intrare în jurul punctului $C_3$ se determină panta de racord corectată $m_1$ cu care se vor recalcula coeficienţii A şi B ai polinomului de racordare pentru zona de accelerare ;

- se calculează cu pasul $dx$, deci pentru valori $x = x_3 - jdx$, valorile funcției de intrare $s_j$ pentru zona de perforare ;
- presupunînd că înălțimea zonei de perforare $h_p = s_3 s_7$, atunci punctul final al funcției pentru zona de perforare este $C_7$ ;
- prin derivarea funcției în jurul punctului $C_7$ se determină panta $m_2$ cu care se lucrează în continuare la racordarea polinomului de decelerare și la calcularea coeficienților lui.

otînd cu $a = r_b + h_a$, abscisa punctului de racord se află rezolvînd ecuația de mai jos:

$$x^2 + 2\left(\ell - \frac{a}{m}\right)x + a^2\left(1 + \frac{1}{m^2}\right) - 2\,\frac{\ell \cdot a}{m} = 0 \qquad (8.49)$$

acă în această ecuație facem următoarele notații:

$$g = \ell - \frac{a}{m} \quad \text{și} \quad p = a^2\left(1 + \frac{1}{m^2}\right) - \frac{2\ell a}{m},$$

cuația devine $\quad x^2 + 2gx + p = 0 \qquad (8.50)$

olutia corespunzătoare este următoarea :

$$x = -g + \sqrt{g^2 - p} \qquad (8.51)$$

entru determinarea pantei în punctul de racord se calculează valoarea funcției de intrare pentru două poziții din imediata vecinătate a punctului $x$ și rezultă: pentru $x - dx$ $y = s'$ și pentru $x + dx$ $y = s''$, iar $m_1 = \frac{s'' - s'}{2 \cdot dx}$ (8.52)

Se procedează similar și pentru celălalt capăt al zonei și se determină valoarea lui $m_2$ .

c) Zona de decelerare

Ecuația polinomului se dă față de un sistem de axe paralele cu sistemul sOx dar deplasat cu originea în punctul B :

$$s = Ax^4 + Bx^3 + Cx^2 + mx = 0 \qquad (8.53)$$

Coeficienții polinomului rezultă din sistemul de mai jos :

$$
\begin{cases}
x_d^4 \cdot A + x_d^3 \cdot B + x_d^2 \cdot C + h_t = m \cdot x_d \\
4 \cdot x_d^3 \cdot A + 3 \cdot x_d^2 \cdot B + 2 \cdot x_d \cdot C = m \\
12 \cdot x_d^2 \cdot A + 6 \cdot x_d \cdot B + 2 \cdot C = 0
\end{cases}
$$

e) Zona de coborîre

Sistemul axelor de referință se deplasează din nou cu originea în punctul $C'$. Ecuația polinomului de mișcare este:

$$s = Ax^4 + Bx^3 + h_t \qquad (8.55)$$

Coeficienții A și B se determină rezolvînd sistemul de mai jos:

$$
\begin{cases}
x_c^4 \cdot A + x_c^3 \cdot B = -h_t \\
4 \cdot x_c^3 \cdot A + 3 \cdot x_c^2 \cdot B = 0
\end{cases}
\qquad (8.56)
$$

### 8.5.3 Datele obținute în urma sintezei mecanismului de perforare

Perforatorul central de cartele se poate cupla cu un număr de 12 terminale atunci cînd se realizează următoarele performanțe:

- viteza de perforare 100 coloane / sec.
- viteza de transport a cartelei $v_t = 0{,}22$ m/sec.
- timp de tratare a unei coloane 0,01 sec.

Viteza de perforare impusă corespunde la un număr de 6000 cicluri pe minut.
Se adoptă un mecanism cu camă cvadruplă astfel încît viteza de rotire a axei camei este $n = 1500$ rot/min.

Dimensiunile constructive ale mecanismului, a cărui schemă structurală se prezintă în fig. 8.12, sînt următoarele:

$l_{AE} = 110$ mm $\qquad r_b = 20$ mm valoare preliminară
$l_{AB} = 65$ mm $\qquad l_{AO} = 62$ mm
l[illegible] = 55 mm $\qquad G_t = 0{,}25$ daN greutatea tachetului.

Se determină panta zonei de perforare $m = v_t / v_p$ unde

$v_t = 0,22$ m/sec viteza de transport a cartelei

$v_p = r_c \cdot \omega_c$ viteza periferică a camei [illegible] situat la distanţa $r_c = r_b + h_t/2$.

$r_c = 20,7$ mm şi $\omega_c = 2\pi n/60 = 157$ $sec^{-1}$

şi rezultă $v_p = 3,2499$ m/sec., iar $m = 0,0677$

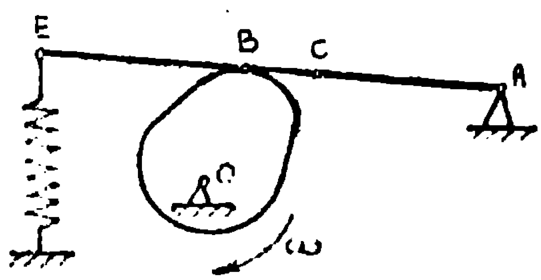



fig. 8.12

Se distribuie înălţimea totală $h_t$ pe zone astfel:

- $h_a = 0,45$ mm zona de accelerare
- $h_p = 0,50$ mm zona de perforare
- $h_d = 0,45$ mm zona de decelerare

Se calculează următoarele mărimi:

$L_{CB} = 2\pi r_b = 125,664$ mm lungimea cercului de bază

$L'_{CB} = L_{CB}/4 = 31,416$ mm lungimea cercului de bază pe ciclu

din care $L_r = 20,944$ mm lungimea fazei de ridicare ( aproximativ 2/3 din $L'_{CB}$

şi $L_{\hat{i}} = 10,472$ mm lungimea fazei de coborâre ( aproximativ 1/3 din $L'_{CB}$

Se determină lungimea zonei de perforare:

$$x_p = h_p/m = 7,385 \text{ mm}$$

şi lungimile zonelor de accelerare şi decelerare:

$$x_a = x_d = \frac{L_r - x_p}{2} = 6,779 \text{ mm}$$

Pentru calcule se stabileşte un pas de divizare unghiular $d\varphi = 2^o$ pentru care corespunde pe cercul de bază un pas de divizare $dx = 0,698$ mm .

Avînd determinate aceste elemente, cu ajutorul ecuaţiilor date se calculează coeficienţii polinoamelor, care au [illegible]

1) zona de accelerare $s_a = - 0,421 \cdot 10^{[illegible]} \cdot x^{[illegible]} + 4,[illegible] \cdot 10^{[illegible]} \cdot x$

2) zona de perforare necorectată $s_p = 0,0677 \cdot x + 0,45$

3) zona de decelerare

$s_d = 0{,}422\cdot10^{-3}\cdot x^4 - 7{,}136\cdot10^{-3}\cdot x^3 + 28{,}79\cdot10^{-3}\cdot x^2 + 0{,}0677\cdot x + 0{,}95$

4) zona de coborîre $s_c = 0{,}3492\cdot10^{-3}\cdot x^4 - 4{,}876\cdot10^{-3}\cdot x^3 + 1{,}4$ ;

Cu ajutorul acestor polinoame s-au calculat valorile funcţiei de mişcare $s_i$ pentru $i = 1 \div 45$ .
In tabelul 8.1 se prezintă profilul camei în coordonate polare pentru un sector de $90^0$ ;

Tabelul 8.1

| nr. crt. | $\varphi°$ | $s_j$ (mm) | nr. crt. | $\varphi°$ | $s_j$ (mm) | nr. crt. | $\varphi°$ | $s_j$ (mm) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 20,0014 | 16 | 32 | 20,7335 | 31 | 62 | 21,3980 |
| 2 | 4 | 20,0100 | 17 | 34 | 20,7808 | 32 | 64 | 21,3880 |
| 3 | 6 | 20,0313 | 18 | 36 | 20,8280 | 33 | 66 | 21,3620 |
| 4 | 8 | 20,0679 | 19 | 38 | 20,8753 | 34 | 68 | 21,3150 |
| 5 | 10 | 20,1202 | 20 | 40 | 20,9225 | 35 | 70 | 21,2450 |
| 6 | 12 | 20,1861 | 21 | 42 | 21,0090 | 36 | 72 | 21,1590 |
| 7 | 14 | 20,2612 | 22 | 44 | 21,0828 | 37 | 74 | 21,0300 |
| 8 | 16 | 20,3387 | 23 | 46 | 21,1605 | 38 | 76 | 20,8910 |
| 9 | 18 | 20,4095 | 24 | 48 | 21,2337 | 39 | 78 | 20,7380 |
| 10 | 20 | 20,4500 | 25 | 50 | 21,2961 | 40 | 80 | 20,5690 |
| 11 | 22 | 20,4972 | 26 | 52 | 21,3440 | 41 | 82 | 20,4050 |
| 12 | 24 | 20,5440 | 27 | 54 | 21,3762 | 42 | 84 | 20,2510 |
| 13 | 26 | 20,5910 | 28 | 56 | 21,3935 | 43 | 86 | 20,1220 |
| 14 | 28 | 20,6390 | 29 | 58 | 21,3995 | 44 | 88 | 20,0300 |
| 15 | 30 | 20,6862 | 30 | 60 | 21,4000 | 45 | 90 | 20,0000 |

Valorile pentru cele 45 de poziţii din tabel se repartizează astfel:
- poziţiile $1 \div 30$ , faza de ridicare
- poziţiile $31 \div 45$ faza de coborîre

Zonele fazei de ridicare se întind de-a lungul următoarelor poziţii:

1) zona de accelerare poz. $1 \div 9$

2) zona de perforare poz. $10 \div 20$

3) zona de decelerare poz. $21 \div 30$

Pentru corectarea profilului camei de-a lungul zonei de perforare se pleacă de la ecuația (8.48). Cunoscînd valorile $r_b$ și $h_a$ se pot calcula coeficienții polinomului. Pentru cazul dat polinomul de corecție are următoarea formă:

$$19,103\cdot y^2 + x^2 = 39,542007\cdot x\cdot y - \text{[illegible]}$$

Intersectînd acest polinom cu dreapta $y = r_b + h_a$ deci cu $y = 20,45$ se obțin soluțiile :

$$x' = 175,36573 \qquad \text{și} \qquad x'' = 298,77015$$

Soluția corespunzătoare se găsește pe ramura cu panta crescătoare a polinomului, avînd valoarea cea mai mare; Deci punctul coordonate $x = 298,77015$ , $y = 20,45$ este punctul din partea stîngă a profilului corectat care se racordează la zona de accelerare.

Argumentînd absciса $x$ cu valori $j\cdot dx$ unde $j \in (1 \div 10)$ se obțin următoarele coordonate ale profilului corectat, coordonate care se prezintă mai jos în tabelul 8.2 alăturat față de coordonatele profilului necorectat:

Tabelul 8.2

| punct curent | zona de perforare | | diferența |
|---|---|---|---|
| | profil necorectat $s_j$ (mm) | profil corectat $s_j^c$ (mm) | $s_j^c - s_j$ |
| 10 | 20,4500 | 20,4500 | 0 |
| 11 | 20,4972 | 20,4983 | 0,0011 |
| 12 | 20,5440 | 20,5467 | 0,0027 |
| 13 | 20,5910 | 20,5950 | 0,0040 |
| 14 | 20,6390 | 20,6434 | 0,0044 |
| 15 | 20,6862 | 20,6917 | 0,0055 |
| 16 | 20,7335 | 20,7400 | 0,0065 |
| 17 | 20,7808 | 20,7885 | 0,0077 |
| 18 | 20,8280 | 20,8360 | 0,0088 |
| 19 | 20,8753 | 20,8852 | 0,0099 |
| 20 | 20,9225 | 20,9336 | 0,0111 |

Pentru a stabili panta de racordare inițială și finală a profilului corectat s-au mai calculat ordonatele punctelor curente 9 și 21 și a rezultat $m_{11} = 0,0688237$ și $m_{12} = 0,0692922$ .

In tabelul 8.3 sint prezentate o serie de date obţinute [illegible] ale mecanismului de perforare.

Tabelul 8.3

| nr. crt. | $\varphi^{o}$ | coordonatele profilului caracteristic $X_j$ [mm] | $Y_j$ | $\rho$ [mm] | $v_{B3}$ [m/s] | $a_{B3}$ [m/s$^2$] | $F'_{23}$ [daN] | $F''_{23}$ [daN] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 19,989 | 0,698 | 45,339 | - | - | - | - |
| 2 | 4 | 19,961 | 1,396 | 44,617 | 0,09 | 202,52 | [illegible] | [illegible] |
| 3 | 6 | 19,921 | 2,094 | 47,796 | 0,13 | 180,02 | 39,547 | 16,447 |
| 4 | 8 | 19,872 | 2,793 | 40,061 | 0,21 | 360,04 | 44,995 | [illegible] |
| 5 | 10 | 19,814 | 3,494 | 36,741 | 0,27 | 270,03 | 42,271 | 19,171 |
| 6 | 12 | 19,745 | 4,197 | 33,304 | 0,32 | 225,02 | 40,909 | 17,809 |
| 7 | 14 | 19,659 | 4,901 | 30,068 | 0,35 | 135,01 | 38,185 | [illegible] |
| 8 | 16 | 19,551 | 5,606 | 27,403 | 0,34 | -45,00 | 32,738 | [illegible] |
| 9 | 18 | 19,410 | 6,307 | 25,321 | 0,26 | -360,04 | 23,205 | 1,050 |
| 10 | 20 | 19,217 | 6,994 | 24,774 | 0,20 | -270,03 | 25,929 | 2,829 |
| 11 | 22 | 19,004 | 7,678 | 23,203 | 0,22 | 90,01 | 36,824 | 13,724 |
| 12 | 24 | 18,768 | 8,356 | 22,200 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | 1,123 |
| 13 | 26 | 18,507 | 9,026 | 21,304 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 14 | 28 | 18,223 | 9,689 | 20,448 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 15 | 30 | 17,915 | 10,343 | 19,709 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 16 | 32 | 17,583 | 10,987 | 18,997 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 17 | 34 | 17,228 | 11,620 | 18,351 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 18 | 36 | 16,850 | 12,242 | 17,752 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 19 | 38 | 16,450 | 12,852 | 17,196 | 0,22 | 0,74 | 3,410 | [illegible] |
| 20 | 40 | 16,027 | 13,448 | 16,662 | 0,31 | 40,50 | 4,635 | [illegible] |
| 21 | 42 | 15,612 | 14,057 | 15,789 | 0,37 | 270,03 | [illegible] | [illegible] |
| 22 | 44 | 15,165 | 14,645 | 15,125 | 0,35 | -90,01 | 31,376 | [illegible] |
| 23 | 46 | 14,699 | 15,221 | 14,466 | 0,34 | -45,00 | 32,739 | [illegible] |
| 24 | 48 | 14,208 | 15,779 | 13,929 | 0,31 | -135,01 | 30,614 | [illegible] |
| 25 | 50 | 13,689 | 16,819 | 13,907 | 0,25 | -270,13 | [illegible] | [illegible] |
| 26 | 52 | 13,141 | 16,819 | 13,187 | 0,19 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 27 | 54 | 12,564 | 17,293 | 12,991 | 0,12 | -315,23 | [illegible] | [illegible] |
| 28 | 56 | 11,963 | 17,736 | 12,887 | 0,05 | -315,03 | [illegible] | [illegible] |
| 29 | 58 | 11,340 | 18,147 | 12,849 | 0,02 | -135,01 | 30,114 | [illegible] |
| 30 | 60 | 10,700 | 18,5333 | 12,850 | 0,00 | -90,01 | 31,376 | [illegible] |
| 31 | 62 | 10,046 | 18,893 | 12,861 | -0,03 | 135,01 | [illegible] | [illegible] |
| 32 | 64 | 9,376 | 19,223 | 13,922 | -0,09 | 270,03 | [illegible] | [illegible] |
| 33 | 66 | 8,688 | 19,515 | 13,077 | -0,17 | 360,04 | [illegible] | [illegible] |
| 34 | 68 | 7,685 | 19,763 | 13,386 | -0,28 | 495,05 | [illegible] | [illegible] |
| 35 | 70 | 7,266 | 19,963 | 13,847 | -0,38 | 450,39 | 47,718 | [illegible] |
| 36 | 72 | 6,533 | 20,123 | 14,496 | -0,53 | 675,11 | [illegible] | [illegible] |
| 37 | 74 | 5,796 | 20,215 | 15,596 | -0,67 | 631,16 | [illegible] | [illegible] |
| 38 | 76 | 5,054 | 20,270 | 16,914 | -0,74 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 39 | 78 | 4,311 | 20,203 | 18,981 | -0,02 | 361,14 | [illegible] | [illegible] |
| 40 | 80 | 3,572 | 20,256 | 21,724 | -0,04 | 90,11 | 36,824 | [illegible] |
| 41 | 82 | 2,840 | 20,206 | 25,445 | -0,81 | -135,01 | 30,114 | [illegible] |
| 42 | 84 | 2,118 | 20,140 | 30,487 | -0,71 | -450,04 | 24482 | -2,618 |
| 43 | 86 | 1,403 | 20,073 | 36,621 | -0,55 | -720,07 | 12,311 | -10,789 |
| 44 | 88 | 0,699 | 20,017 | 42,964 | -0,30 | -1125,1 | 0,054 | -23,046 |
| 45 | 90 | 0,0 | 20,000 | - | - | -675,07 | 13,672 | [illegible] |

... dau în tabel coordonatele punctelor profilului caracteristic pentru cama mecanismului de perforare, coordonate care după cum s-a precizat anterior, permit executarea cu precizie a acestui profil pe o maşină de prelucrări mecanice în coordonate.

Pentru aceleaşi puncte se dau raza de curbură a profilului, viteza şi acceleraţia tachetului $v_{B3}$ şi respectiv $a_{B3}$ precum şi valoarea şi sensul forţei $F_{23}$ în două situaţii diferite.

In primul caz reacţiunea $F'_{23}$ este calculată pentru o forţă de închidere a cuplei care nu permite apariţia desprinderilor tachetului pentru nici o poziţie de funcţionare a mecanismului. In al doilea caz forţa de închidere îndeplineşte condiţia doar pentru zona de ridicare a tachetului şi reacţiunea este mult diminuată.

Incercările experimentale a căror rezultate şi metodologie de execuţie se prezintă în cadrul capitolului 9, s-au făcut pe un mecanism ca şi cel prezentat în fig. 8.12 avînd o camă armonică simplă şi tachetul de tip oscilant tangenţial.

Efectuarea încercărilor experimentale pe acest tip de mecanism a permis eliminarea unor erori inerente de execuţie şi de măsurare. Pentru a putea face o comparaţie între rezultatele obţinute pe această cale şi rezultatele obţinute pe cale analitică, s-au făcut o serie d calcule şi pentru dimensionarea acestui mecanism.

Datele de calcul referitoare la fig. 8.12 sînt următoarele:

- lungimea $l_{AE}$ = 110 mm ,
- lungimea $l_{AC}$ = 50 mm ,
- lungimea $l_{AK}$ = 70 mm ,
- raza discului $r$ = 20 mm ,
- excentricitatea $e$ = 3 mm ,
- viteza de rotaţie $n$ = 3600 rot/min ,
- greutatea tachetului $G_t$ = 0,5 N ,
- lungimea segmentului AB s-a notat cu $\ell$ .

Mecanismul s-a încadrat într-un sistem de axe cu originea în axa de rotire a camei O, avînd segmentul OA pe axa ordonatelor.

In funcţie de unghiul $\alpha$ de rotire a camei s-au calculat o serie de elemente, dintre care unele se prezintă în tabelul 8.4 :

- $\psi$ unghiul de oscilaţie al tachetului faţă de axa Oy ,
- $v_B$ viteza punctului de contact B ,
- acceleraţia punctului B ,

$F_e$ variaţia forţei elastice aplica[illegible] a asigura la limit[illegible] închiderea cuplei [illegible]

$F_{32}$ valoarea reacţiunii în punctul [illegible] forţa elastic[illegible] minim[illegible] necesar[illegible] pentru [illegible] cuplei de-a lungul întregului ciclu de [illegible]

| r. rt. | $\alpha^\circ$ | sin $\psi$ | cos $\psi$ | $\rho$ [mm] | $v_2$ [m/s] | a [illegible] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 0,32169 | 0,94684 | [illegible] | 0,33[illegible] | -3[illegible] | | |
| 2 | 15 | 0,3239 | 0,94609 | 67,36 | 0,[illegible] | -[illegible] | | |
| [illegible] | [illegible] | [illegible] | 0,94[illegible] | [illegible] | -[illegible] | -[illegible] | | |
| 4 | [illegible] | 0,32[illegible]7 | 0,94703 | 6[illegible],9[illegible] | -0,[illegible] | -[illegible] | | |
| 5 | [illegible] | 0,32329 | 0,94965 | 69,43 | -0,7[illegible] | -3[illegible] | | |
| 6 | 75 | 0,3[illegible]42 | 0,95293 | 69,[illegible] | -0,[illegible] | -[illegible] | | |
| 7 | 90 | 0,29412 | 0,95577 | 64,99 | -1,0[illegible] | -2[illegible] | | |
| 8 | 105 | 0,283[illegible] | 0,95912 | 65,04 | -1,131 | -[illegible] | | |
| 9 | 120 | 0,2714 | 0,96246 | 65,43 | -1,096 | [illegible] | -[illegible] | |
| 0 | 135 | 0,26077 | 0,96540 | 65,91 | -0,979 | 10[illegible] | - | |
| 1 | 150 | 0,25159 | 0,96783 | 66,61 | -0,793 | 2[illegible]7,[illegible] | -[illegible] | |
| 2 | 165 | 0,24475 | 0,96958 | 67,39 | -0,551 | 3[illegible] | -1,[illegible] | |
| 3 | 180 | 0,24068 | 0,9706 | 68,19 | -0,272 | 4[illegible],7[illegible] | -1,[illegible] | |
| 4 | 195 | 0,23947 | 0,9709 | 68,96 | 0,023 | 4[illegible]4,[illegible] | -1,[illegible] | |
| 5 | 210 | 0,24108 | 0,9705 | 69,73 | 0,312 | 4[illegible] | -[illegible] | |
| 6 | 225 | 0,24544 | 0,96941 | 70,35 | 0,578 | 3[illegible] | -1, | |
| 7 | 240 | 0,25195 | 0,96774 | 70,84 | 0,[illegible] | 3[illegible] | -[illegible] | |
| 8 | 255 | 0,26033 | 0,96552 | 71,19 | 0,960 | 254,[illegible] | -[illegible] | |
| 9 | 270 | 0,27027 | 0,96278 | 71,24 | 1,08[illegible] | 15[illegible] | -[illegible] | [illegible] |
| 0 | 285 | 0,28091 | 0,95973 | 71,09 | 1,131 | [illegible] | -[illegible] | |
| 1 | 300 | 0,29132 | 0,95662 | 70,84 | 1,102 | -41,7[illegible] | 0,[illegible] | [illegible] |
| 2 | 315 | 0,30113 | 0,95358 | 70,38 | 1,003 | -142,57 | 0,463 | 1,[illegible] |
| 3 | 330 | 0,30993 | 0,95076 | 69,73 | 0,840 | -2[illegible]4,73 | 0,763 | 1,[illegible] |
| 4 | 345 | 0,31689 | 0,94846 | 69,00 | 0,624 | -311,0[illegible] | 1,[illegible]21 | 0,[illegible] |

In conformitate cu rezultatele obţinute rezul[illegible] o[illegible] aplic[illegible] ţă elastică de 1,34 daN în poziţia 4 a mecanismului, se asi[illegible] ă închiderea cuplei cinematice superioare camă-tachet pe parcur[illegible] întregului ciclu de rotire a camei.

# 9 Stand pentru studiul dinamic şi optimizarea funcţionării mecanismului de perforare

## 9.1 Consideraţiuni generale

Studierea experimentală a mecanismelor cu came are în vedere trei aspecte principale şi anume:

a) măsurarea abaterilor funcţiei de ieşire faţă de funcţia de intrare,
b) măsurarea şi analizarea vibraţiilor generate de mecanism,
c) evidenţierea desprinderilor elementelor cuplei superioare a mecanismului.

a) Pentru a stabili abaterile funcţiei de ieşire faţa de funcţia de intrare se procedează în general la compararea legii de mişcare materializată pe camă cu diagrama înregistrată a mişcării tachetului. Legea de mişcare impusă de camă se cunoaşte sau se ridică experimental /40/.

In vederea trasării diagramei funcţiei de ieşire, deplasarea tachetului este preluată de un traductor de deplasare, care transmite un semnal electric corespunzător la aparatura de înregistrare.

Traductorul poate fi de diverse tipuri constructive cum sînt:

- traductor inductiv de deplasare cu contact
- traductor inductiv de deplasare fără contact
- traductor de viteză ( vitezometru )
- traductor de acceleraţie ( accelerometru )

In fig. 9.1 se prezintă în principiu componenţa lanţului de măsurare şi înregistrare care cuprinde:

1 traductor
2 amplificator de semnal
3 dispozitiv electronic de integrare
4 aparat de măsurare
5 aparat de înregistrare

Intre cele patru tipuri de traductoare enumerate, cele mai avantajoase par a fi traductoarele de deplasare care furnizează un semnal electric proporţional cu deplasarea tachetului. Acest semnal nu se mai integrează în dispozitivul 3 şi se transmite direct la apa-

- $F_c$ variaţia forţei elastice aplicată în punctul [illegible] a asigura la limită închiderea cuplei superioare [illegible];
- $F_{32}$ valoarea reacţiunii în punctul B atunci când [illegible] forţa elastică minimă necesară pentru a [illegible] cuplei de-a lungul întregului ciclu de rotaţie.

| nr. crt. | $\alpha^\circ$ | $\sin\psi$ | $\cos\psi$ | $\ell$ [mm] | $V_B$ [m/s] | $a_B$ [m/s²] | [illegible] | [illegible] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 0,32169 | 0,94694 | 68,19 | 0,364 | -374,4[illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 2 | 15 | 0,3239 | 0,94609 | 67,36 | 0,077 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 3 | 30 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 4 | 45 | 0,31937 | 0,94763 | 65,98 | -0,503 | [illegible] | [illegible] | |
| 5 | 60 | 0,31329 | 0,94965 | 65,43 | -0,750 | -355,70 | [illegible] | [illegible] |
| 6 | 75 | 0,3042 | 0,95258 | 65,18 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 7 | 90 | 0,29412 | 0,95577 | 64,99 | -1,081 | -238,35 | [illegible] | [illegible] |
| 8 | 105 | 0,2830 | 0,95912 | 65,04 | -1,131 | -72,00 | [illegible] | [illegible] |
| 9 | 120 | 0,2714 | 0,96246 | 65,43 | -1,096 | 50,40 | [illegible] | [illegible] |
| 10 | 135 | 0,26077 | 0,96540 | 65,91 | -0,979 | 168,49 | [illegible] | [illegible] |
| 11 | 150 | 0,25159 | 0,96783 | 66,61 | -0,793 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 12 | 165 | 0,24475 | 0,96958 | 67,39 | -0,551 | 348,50 | [illegible] | [illegible] |
| 13 | 180 | 0,24068 | 0,9706 | 68,19 | -0,272 | 401,79 | -1,306 | [illegible] |
| 14 | 195 | 0,23947 | 0,9709 | 68,98 | 0,023 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 15 | 210 | 0,24108 | 0,9705 | 69,73 | 0,312 | 416,19 | [illegible] | [illegible] |
| 16 | 225 | 0,24544 | 0,96941 | 70,35 | 0,578 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 17 | 240 | 0,25195 | 0,96774 | 70,84 | 0,803 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 18 | 255 | 0,26033 | 0,96552 | 71,19 | 0,980 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| 19 | 270 | 0,27027 | 0,96278 | 71,24 | 1,089 | [illegible] | [illegible] | 3,104 |
| 20 | 285 | 0,28091 | 0,95973 | 71,09 | 1,131 | [illegible] | -0,197 | [illegible] |
| 21 | 300 | 0,29132 | 0,95662 | 70,84 | 1,102 | -41,76 | 0,136 | 2,132 |
| 22 | 315 | 0,30113 | 0,95358 | 70,38 | 1,003 | -142,57 | 0,463 | 1,620 |
| 23 | 330 | 0,30993 | 0,95076 | 69,73 | 0,840 | -234,73 | 0,763 | 1,162 |
| 24 | 345 | 0,31689 | 0,94846 | 69,00 | 0,624 | -311,06 | 1,011 | 0,779 |

În conformitate cu rezultatele obţinute rezultă că aplicînd o forţă elastică de 1,34 daN în poziţia 4 a mecanismului, se asigură închiderea cuplei cinematice superioare camă-tachet pe parcursul întregului ciclu de rotire a camei.

# 9 Stand pentru studiul dinamic şi optimizarea funcţionării mecanismului de perforare

## 9.1 Consideraţiuni generale

Studierea experimentală a mecanismelor cu came are în vedere trei aspecte principale şi anume:

a) măsurarea abaterilor funcţiei de ieşire faţă de funcţia de intrare,
b) măsurarea şi analizarea vibraţiilor generate de mecanism,
c) evidenţierea desprinderilor elementelor cuplei superioare a mecanismului.

a) Pentru a stabilii abaterile funcţiei de ieşire faţă de funcţia de intrare se procedează, în general la compararea legii de mişcare materializată pe camă cu diagrama înregistrată a mişcării tachetului. Legea de mişcare impusă de camă se cunoaşte sau se ridică experimental /40/.

In vederea trasării diagramei funcţiei de ieşire, deplasarea tachetului este preluată de un traductor de deplasare, care transmite un semnal electric corespunzător la aparatura de înregistrare.

Traductorul poate fi de diverse tipuri constructive cum sînt:

- traductor inductiv de deplasare cu contact
- traductor inductiv de deplasare fără contact
- traductor de viteză ( vitezometru )
- traductor de acceleraţie ( accelerometru )

In fig. 9.1 se prezintă în principiu componenţa lanţului de măsurare şi înregistrare care cuprinde:

1 traductor
2 amplificator de semnal
3 dispozitiv electronic de integrare
4 aparat de măsurare
5 aparat de înregistrare

Intre cele patru tipuri de traductoare enumerate , cele mai avantajoase par a fi traductoarele de deplasare care furnizează un semnal electric proporţional cu deplasarea tachetului. Acest semnal nu se mai integrează în dispozitivul 3 şi se transmite direct la aparatura de măsurare şi înregistrare pe traseul marcat cu linie întreruptă. Dezavantajele lor principale sînt următoarele:

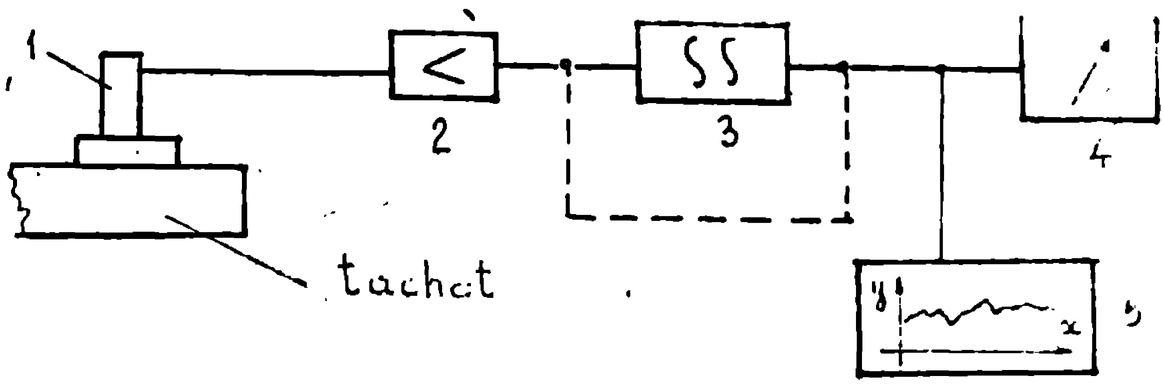



fig. 9.1

- traductorul cu contact are miezul magnetic legat la tachet prin intermediul unei tije şi astfel masa acestor piese se adaugă la masa tachetului şi modifică un parametru important al mecanismului;
- traductorul fără contact are dezavantajul unei caracteristici liniare într-un domeniu foarte mic faţă de cursa uzuală a tachetului ;
- semnalul preluat de la traductoarele de viteză sau acceleraţie este proporţional cu acestea, dar pentru a obţine un semnal proporţional cu deplasarea el trebuie să fie integrat într-o treaptă sau două de integrare; In cursul acestei operaţiuni semnalul electric suferă o serie de distorsiuni inerente prelucrării sale în dispozitivele electronice de integrare şi astfel diagrama funcţiei de ieşire se abate în anumite limite de la funcţia de ieşire reală.

Rezultă deci că măsurarea abaterilor funcţiei de ieşire a mecanismului faţă de funcţia de intrare este un proces care în mod inevitabil prezintă erori care pot depăşi în mărime chiar abaterile pe care vrem să le punem în evidenţă.

Pentru mecanismul camă cu tachetul în mişcare de rotaţie se poate reliza un dispozitiv optic de înregistrare a funcţiei de ieşire aşa cum se prezintă în fig. 9.2 . Ansamblul instalaţiei de îregistrare se compune din următoarele piese principale:

1 suportul instalaţiei

2 camă

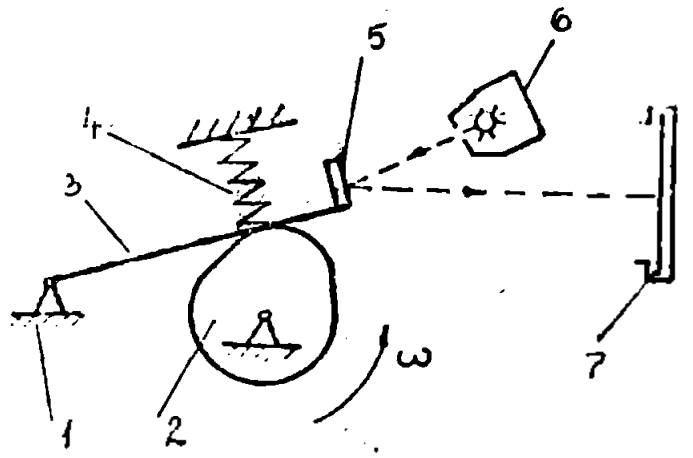



fig. 9.2

3 tachet
4 arc
5 oglindă
6 sursă d...
7 caseta ...

Suprafața oglindă ... tează pe capătul ... tachetului trebuie ... uni corelată ... oscilațiilor ... de lumină reflectat ... filmul din casetă. Acest procedeu d... utilizat cu ... lucrări experimentale , îmbină și în acest caz avantajul ... bări neglijabile a fenomenului de studiat cu amplificarea ... a brațului optic. Suprafața oglindă poate fi obținută fie ... unei plăci lucioase pe tachet sau prin prelucrarea cor... chiar a capătului tachetului. Încercările experimentale ... se desfășoare într-o incintă obscură. Dispozitivul ... 7 este prevăzut cu posibilitatea de a deplasa pelicula ... cu o viteză constantă astfel încît mișcarea tachetului ... redată corespunzător.

Dezavantajele pe care le prezintă acest procedeu clasic sint acelea că se consumă o cantitate mare de peliculă sau hîrtie fotosensibilă, timp relativ mare între momentul experimentării și relevarea rezultatelor, construcție mecanică pretențioasă etc.

b) Măsurarea și analizarea vibrațiilor produse de mec... se realizează cu o aparatură specializată în acest scop. Lanțul de măsurare se aseamănă în principiu cu cel prezentat în fig. 9.1 și se compune din următoarele elemente:

- traductor de accelerație
- amplificator al semnalului furnizat de traductor
- aparat pentru măsurarea nivelului general al vibrațiilor
- aparate pentru analiza spectrală a vibrațiilor
- aparate pentru înregistrarea nivelului vibrațiilor

Atît măsurarea nivelului general al vibrațiilor cît și ... analizei spectrale a acestora, furnizează cercetătorului informații

...ile în legătură cu buna funcționare a mecanismului, se evidență și neregularitățile de execuție ale conturului camei. Aceste informații sînt însă de natură generală și nu pot să ... asupra calității funcției de ieșire a mecanismului.

c) Din cele prezentate anterior rezultă că un aspect important al comportării dinamice a mecanismului este păstrarea continuității cele funcționale. Această continuitate este periclitată la nivelul cuplei superioare, unde din cauza unor factori geometrici, cinematici sau dinamici pot apărea desprinderi.

Condițiile favorabile apariției acestora sînt depistate la sinteza mecanismului, cînd se și iau măsuri corespunzătoare pentru evitarea lor.

Prin proiectare nu se pot lua în considerare toți factorii care intervin în dinamica mecanismului și în special nu se pot prevedea efectele pe care le are tehnologia de execuție a mecanismului în general și a profilului camei în special asupra dinamicii acestuia.

Pentru a verifica dacă în timpul funcționării la parametrii proiectați, mecanismul nu prezintă discontinuități, se apelează la diferite procedee experimentale.

In literatura de specialitate se menționează utilizarea în acest scop a două metode:

1) punerea în evidență și vizualizarea desprinderilor prin iluminarea mecanismului cu o lampă stroboscopică;

2) studierea fenomenului de desprindere prin filmarea rapidă a mecanismului în timpul funcționării.

Ambele procedee prezintă dezavantajul de a furniza informații care au în general un aspect calitativ și mai puțin cantitativ și nu permit punerea în evidență a desprinderilor de foarte mică durată.

O parte din dezavantajele acestor metode se înlătură prin utilizarea unei instalații și a unei metode care să permită obținerea unor informații mai complete și mai precise, instalație prezentată în continuare.

Completarea procedeelor experimentale în această direcție este de dorit și pentru a putea evidenția fenomenul de funcționare al mecanismului de perforare, considerat ca un sistem mecanic autoexcitat, pe un ciclu limită de tip Poincaré. Existența acestor cicluri ar permite optimizarea funcționării acestora.

## 9.2 Metodă și instalație pentru analiza dinamică experimentală a mecanismelor cu came

### 9.2.1 Prezentarea metodei și a instalației

La baza metodei și a instalației pentru studiul comportării mecanismului camă-tachet în regim dinamic, în scopul evidențierii, măsurării și a înregistrării desprinderilor cuplei superioare, stă ideea de a considera această cuplă ca și un contact electric introdus într-o schemă adecvată pentru măsurarea și înregistrarea desprinderilor tachetului de camă.

In acest scop studierea mecanismului trebuie făcută în condițiile asigurării izolării din punct de vedere electric a suportului tachetului de batiul cu arborele camei, fără a afecta rigiditatea ansamblului. Avînd această izolare asigurată se poate trece la reali-

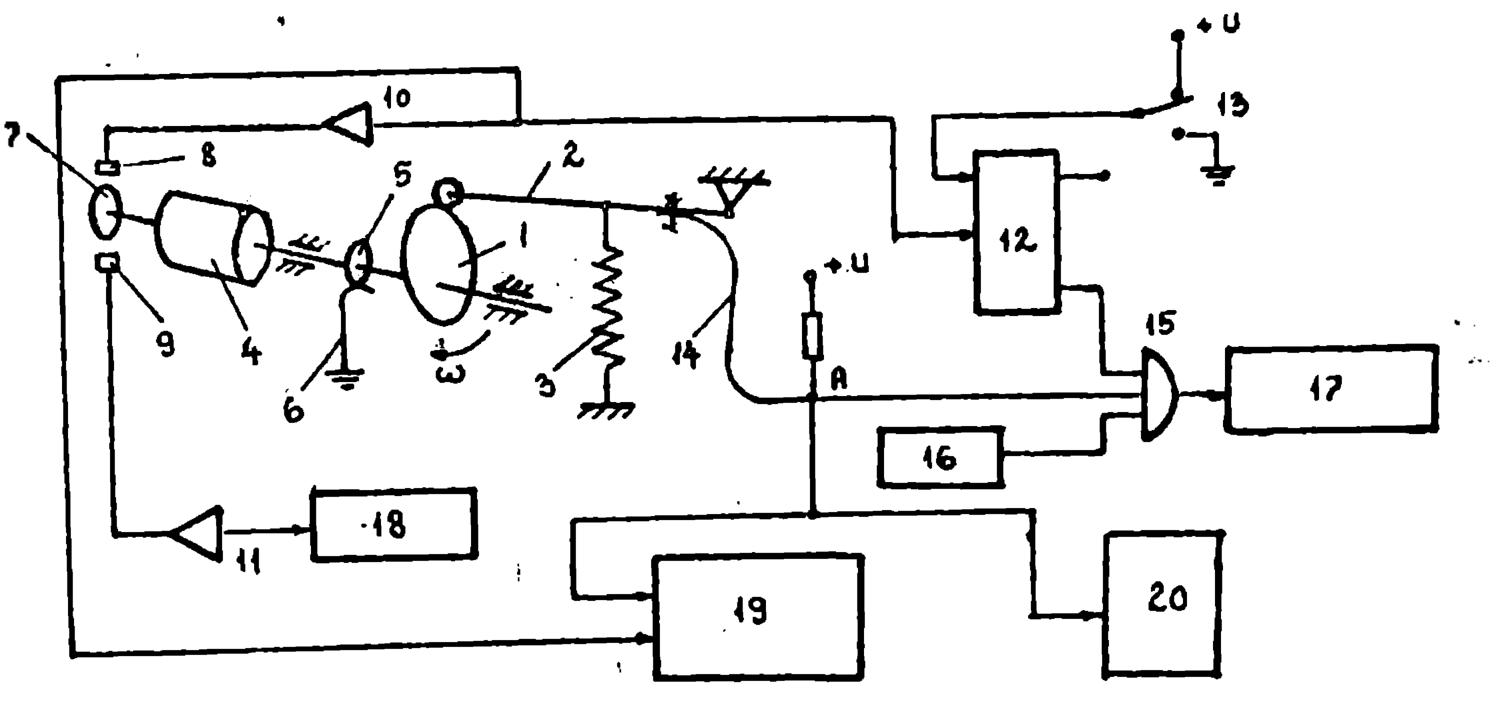



fig. 9.3

zarea schemei electrice de măsurare. Acționarea mecanismului se asigură de la un motor electric de putere adecvată prin intermediul unui variator de turație sau direct de la un motor electric cu turație variabilă.

Ansamblul instalaţiei se prezintă în fig. 9.3 şi [illegible] următoarele elemente principale:

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1 | camă | 12 | circuit basculant |
| 2 | tachet | 13 | buton de iniţializare |
| 3 | arc | 14 | legătură electrică flexibilă |
| 4 | motor de antrenare | 15 | circuit logic ŞI |
| 5 | inel de contact | 16 | generator de impulsuri |
| 6 | perie colectoare | 17 | numărător de impulsuri |
| 7 | disc perforat | 18 | frecvenţmetru |
| 8, 9 | fotodiodă | 19 | înregistrator |
| 10, 11 | amplificator | 20 | osciloscop |

Pentru a avea un contact sigur între camă şi masă, pe arborele camei se montează inelul de contact 5 care prin peria colectoare 6 este pus în legătură electrică directă cu masa instalaţiei. Discul 7 este montat pe arbore şi este prevăzut cu o perforaţie pe un diametru şi cu 6 sau 60 de perforaţii pe un alt diametru. In dreptul acestor perforaţii se montează fotodiodele 8 şi 9.

Cu ajutorul instalaţiei se pot executa următoarele operaţiuni:

1. măsurarea timpului de rupere a contactului camă-tachet pentru unul sau mai multe cicluri de funcţionare,
2. măsurarea vitezei unghiulare la arborele camei,
3. înregistrarea desprinderilor simultan cu înregistrarea unui semnal martor pentru fiecare ciclu de rotaţie,
4. vizualizarea la osciloscop a semnalelor înregistrate.

Măsurarea timpului de rupere a contactului camă-tachet se realizează prin intermediul porţii logice ŞI, poz. 15 la care sînt aduse trei semnale electrice şi anume:

- la prima intrare a porţii 15 este adus semnalul de la ieşirea unui circuit basculant bistabil 12 care poate fi basculat de semnalul transmis de fotodiodă 8 şi readus în poziţia iniţială de la comutatorul 13. Acest circuit basculant ne asigură că începerea măsurărilor să se facă pentru un număr întreg de cicluri de funcţionare a mecanismului. Cu ajutorul unui dispozitiv electronic suplimentar se pot realiza măsurări pentru un anumit număr de cicluri prestabilit,

- la intrarea a doua a porţii se aduce semnalul electric comandat de mecanism prin desprindere. Atîta timp cît tachetul este în contact

a cama, punctul A din schemă este legat la masă şi deci are po-
enţial zero. Pentru perioadele de timp cînd pe parcursul ciclului
e funcţionare tachetul se desprinde de camă, punctul A primeşte
otenţialul sursei.

- la intrarea a treia în poarta logică se aplică în mod continuu
n tren de impulsuri de la generatorul 16. Perioada T a acestor
mpulsuri este cunoscută cu precizie.

Pentru perioada de timp cît circuitul de comandă validează efec-
uarea măsurărilor şi potenţialul punctului A este ridicat, deci
achetul este desprins de camă, impulsurile de la generatorul 16
rec prin poarta 15 la numărătorul de impulsuri 17.

La încheierea perioadei de măsurare numărătorul afişază o cifră
e care o notăm cu N. Timpul total de desprindere se calculează
u formula de mai jos:

$$\Delta t = N \cdot T \quad (\text{sec.})$$

iteza de rotaţie a camei se determină cu ajutorul frecvenţmetrului
8, care atunci cînd pe diametrul fotodiodei 9 sînt practicate 60
e orificii, măsoară şi afişază o frecvenţă care numeric este egală
u viteza de rotaţie a arborelui în rot/min .

Pentru mecanismul camă-tachet care în instalaţia experimentală
e montează în condiţii de funcţionare cît mai apropiate de cele re-
le, se pot face următoarele determinări:

a) de la motorul de antrenare 4 se creşte în mod continuu vite-
a unghiulară de rotire a camei şi se urmăreşte în acest timp numă-
ătorul de impulsuri. Cînd pe ecranul numărătorului [illegible] o ci-
ră oarecare, atunci se citeşte şi indicaţia frecvenţmetrului 18
şi se stabileşte turaţia minimă la care apar desprinderi.

b) în continuare pentru anumite viteze unghiulare se măsoară tim-
pul de desprindere a contactului.

Precizia de măsurare depinde de frecvenţa impulsurilor date de
generatorul de impulsuri 16. Pentru o frecvenţă uzuală de 1 MHz
precizia de măsurare a timpului este de 1 μs .

Cu această instalaţie se pot studia efectele pe [illegible] asu-
pra mecanismului diferiţi parametrii cinematici şi [illegible] cum sînt

- legea funcţiei de intrare
- masa tachetului
- forţa de închidere a [illegible] arcului
- gradul de amortizare a vibraţiilor

- precizia de execuţie
- rigiditatea sistemului

Modificarea acestor parametrii duce implicit şi la modificarea vitezei unghiulare la care apar desprinderi, iar îmbunătăţirea dinamicii mecanismului prin modificarea lor trebuie să se reflecte în mărirea vitezei la care apar aceste desprinderi.

Pentru a evidenţia distribuirea timpului de desprindere pe parcursul unui ciclu de funcţionare se apelează la înregistrarea semnalului electric preluat de la punctul A din schemă. Înregistrarea se face cu ajutorul unui oscilograf cu bucle pe hîrtie fotosensibilă. La un canal al înregistratorului se aduce semnalul de la punctul A iar la un alt canal se aduce semnalul de la fotodioda B pentru a marca fiecare ciclu de rotaţie. Poziţia impulsurilor din A faţă de semnalele martor, precum şi lăţimea lor ne oferă posibilitatea de a localiza cu precizie desprinderile de-a lungul ciclului şi de a repartiza timpul total de desprindere pe zonele funcţiei de intrare.

Inaite de a efectua înregistrările , se urmăreşte evoluţia fenomenului pe osciloscopul 20 pentru a face o pregătire prealabilă corespunzătoare, evitîndu-se astfel un consum inutil de material fotosensibil.

### 9.2.2 Realizarea instalaţiei şi prezentarea rezultatelor experimentale

La realizarea practică a instalaţiei experimentale s-a folosit ca şi suport o placă masivă de textolit. Pe această placă s-a fixat motorul electric de acţionare cu ajutorul unor bride metalice. Pentru a putea modifica uşor viteza unghiulară la arborele camei s-a utilizat un motor electric de curent alternativ cu colector alimentat de la un autotransformator. Pentru a stabiliza viteza de rotire a camei pe arborele acesteia s-a montat un volant iar legarea la arborele motorului se face printr-o transmisie demultiplicatoare cu curea.

Pe aceiaşi placă s-a montat suportul tachetului precum şi dispozitivul de prindere şi pretensionare a resortului, piese care nu au contact electric cu motorul şi cu piesele de fixare a lagărelor arborelui camei, îndeplinind astfel condiţia de a izola electric cama de tachet.

Partea electrică a instalaţiei s-a montat într-o cutie de comandă la care s-au prevăzut mufe de legătură cu aparatura de măsurare şi înregistrare. Ansamblul instalaţiei experimentale se prezintă în fig. 9.4 .

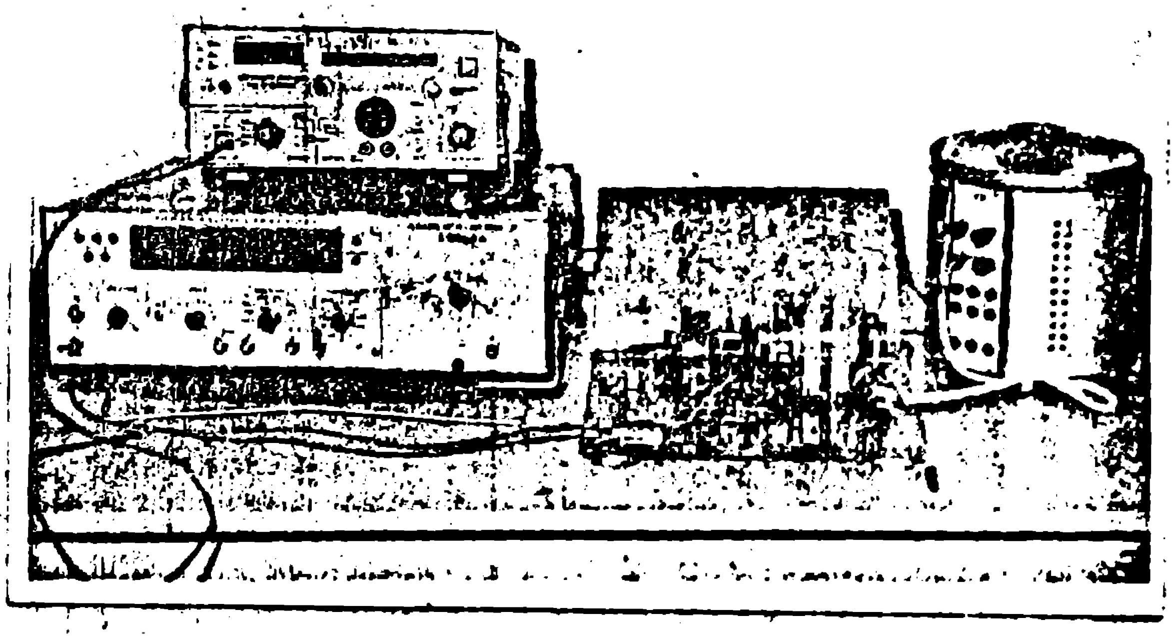


fig. 9.4

## Determinări experimentale

Cu ajutorul instalaţiei experimentale descrisă anterior s-au efectuat determinări asupra unui mecanism camă cu tachetul în mişcare de oscilaţie. Pentru a elimina efectul abaterilor geometrice, abateri care apar în principal pe zonele de racordare ale diferitelor legi de mişcare, s-a ales pentru experimentare o camă armonică simplă. Prin prelucrarea pe strung a profilului camei s-a obţinut o suprafaţă de contact bine finisată.

Tachetul oscilant al mecanismului are o greutate de 0,5 N şi următoarele dimensiuni: 110 · 12 · 4 mm. Pe tachet s-au prevăzut orificii pentru fixarea unor greutăţi suplimentare şi a unor plăci pentru mărirea suprafeţei de frecare cu aerul.

Parametrii care au fost modificaţi în timpul experimentărilor sînt următorii:

- forţa de închidere a arcului
- greutatea tachetului
- suprafaţa în plan orizontal a tachetului

Odată cu modificarea acestor parametrii s-au modificat şi intervalele de timp de desprindere notate cu $t_d$ .

Stabilind anumite valori pentru parametrii menţionaţi şi antrenînd mecanismul cu diferite viteze unghiulare, se pot trasa diagrame care reprezintă variaţia timpului de desprindere în funcţie de viteza unghiulară.

Pentru a uşura interpretarea rezultatelor, timpul de desprindere $t_d$ s-a reprezentat sub formă de procente din durata totală a unui ciclu de rotaţie.

Pentru a avea o posibilitate de apreciere mai directă a valorii şi a ponderii forţei de închidere a arcului , s-a introdus un coeficient M care reprezintă raportul dintre momentul forţei arcului şi momentul dat de greutatea tachetului faţă de articulaţia lui.

Modificarea suprafeţei [redacted] a tachetului este indicată de raportul dintre suprafaţa majorată şi suprafaţa iniţială prin coeficientul notat cu litera S .

Coeficienţii M şi S sînt indicaţi la fiecare diagramă.

Din mulţimea datelor obţinute experimental s-a ales un număr de 8 diagrame notate 1a, 1b, pînă la 4a, 4b.

Datele care au servit la trasarea acestor diagrame sînt prezentate în tabelele de mai jos.

Forţa de pretensionare a arcurilor de închidere a cuplei a avut următoarele valori:

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| F = 0,50 daN | pentru diagramele | | 1a | şi | 1b |
| F = 0,85 daN | " | " | 2a | şi | 2b |
| F = 1,20 daN | " | " | 3a | şi | 3b |
| F = 1,85 daN | " | " | 4a | şi | 4b |

In tabelele de date care urmează s-a notat cu n [rot/min], viteza de rotire a camei şi cu $t_d$ în procente timpul de desprindere.

**Diagrama 1a M = 14,6 S = 1,0**

| n | 325 | 333 | 383 | 566 | 583 | 586 | 846 | 908 | 926 | 1025 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t_d$ | 1,27 | 1,41 | 5,12 | 2,77 | 7,01 | 6,33 | 14,68 | 42,1 | 41,26 | 44,04 |
| n | 1027 | 1400 | 1625 | 1966 | 2258 | 2516 | 2567 | 2742 | 2883 | 3033 |
| $t_d$ | 49,23 | 61,18 | 57,95 | 52,42 | 50,08 | 59,17 | 71,17 | 73,21 | 83,16 | 87,95 |

**Diagrama 1b M = 13,0 S = 2,5**

| n | 585 | 683 | 883 | 950 | 992 | 1016 | 1041 | 1183 | 1216 | 1266 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t_d$ | 58,33 | 53,3 | 56,62 | 39,19 | 23,15 | 34,38 | 47,66 | 14,7 | 17,7[illegible] | 25,46 |
| n | 1316 | 1341 | 1716 | 1758 | 1933 | 1975 | 2291 | 2316 | 29[illegible] | 2833 |
| $t_d$ | 24,02 | 22,76 | 38,81 | 76,01 | 61,51 | 59,66 | 90,15 | 81,07 | 81,0[illegible] | 79,54 |

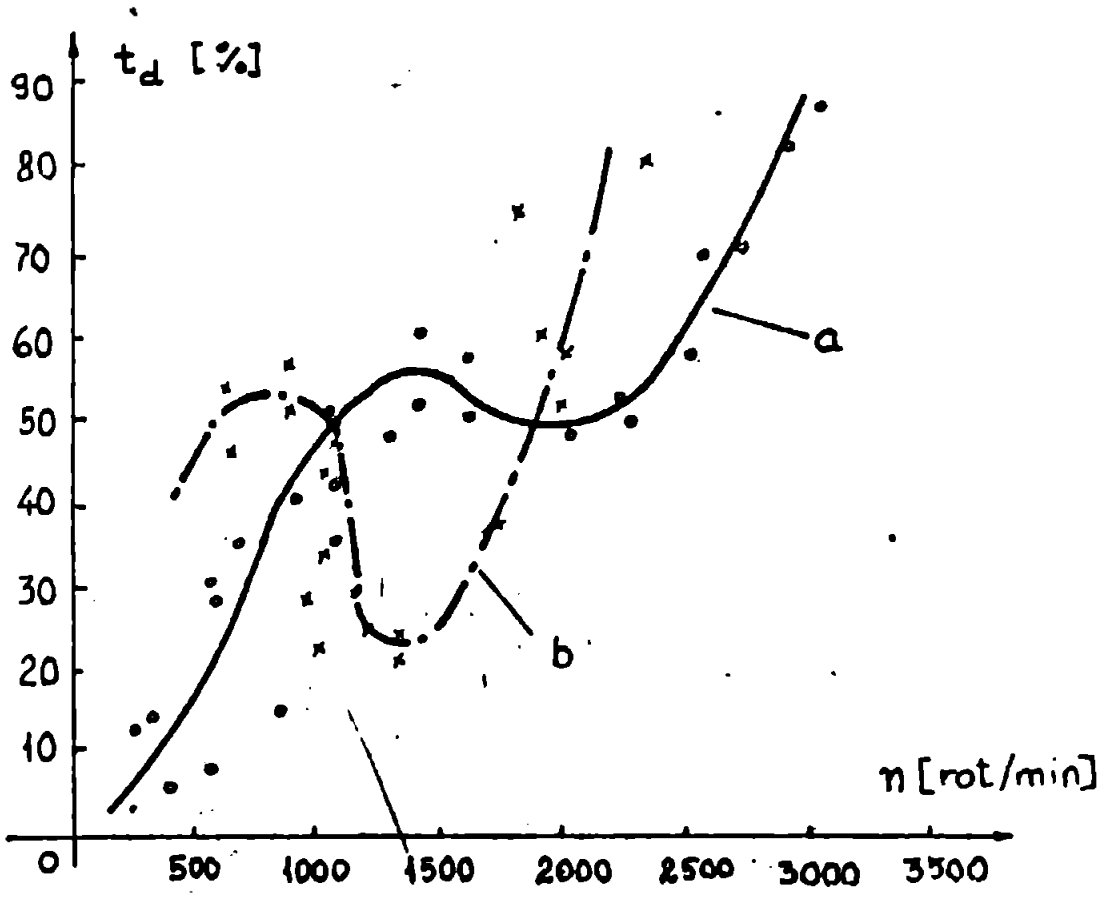



fig. 9.5

Diagrama 2a M = [illegible] S = 1,0

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 342 | 443 | 508 | 600 | 917 | 962 | 1017 | 1183 | 1242 | [illegible] |
| $t_d$ | 24,57 | 37,51 | 37,54 | 42,80 | 60,59 | 51,95 | 51,2 | [illegible] | 57,[illegible] | 60,43 |
| n | 1517 | 1583 | 1750 | 1816 | 2250 | 2350 | 2685 | 2713 | [illegible] | 2917 |
| $t_d$ | 53,6 | 60,5 | 58,9 | 58,3 | 65,23 | 62,27 | 58,24 | 50,34 | 45,69 | 47,51 |
| n | 2933 | 3083 | 3100 | 3108 | 3125 | 3267 | 3408 | 3667 | [illegible] | 4016 |
| $t_d$ | 43,67 | 40,57 | 21,91 | 25,06 | 16,46 | 13,56 | 17,96 | 41,5 | [illegible] | 66,01 |

Diagrama 2b M = 22,1 S = 2,5

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 500 | 667 | 750 | 1033 | 1050 | 1266 | 1350 | 1367 | 1417 | 1433 |
| $t_d$ | 5,4 | 19,45 | 33,16 | 50,67 | 50,44 | 60,57 | 59,11 | 57,[illegible] | [illegible] | [illegible] |
| n | 1483 | 1583 | 1667 | 1800 | 2050 | 2150 | 2250 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | 84,7 | 91,7 | 83,6 | 84,28 | 68,06 | 75,82 | 69,83 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| n | 2600 | 2867 | 2908 | 2983 | 3050 | 3067 | 3150 | | | |
| $t_d$ | 56,86 | 69,15 | 70,38 | 73,64 | 75,85 | 63,33 | 74,05 | | | |

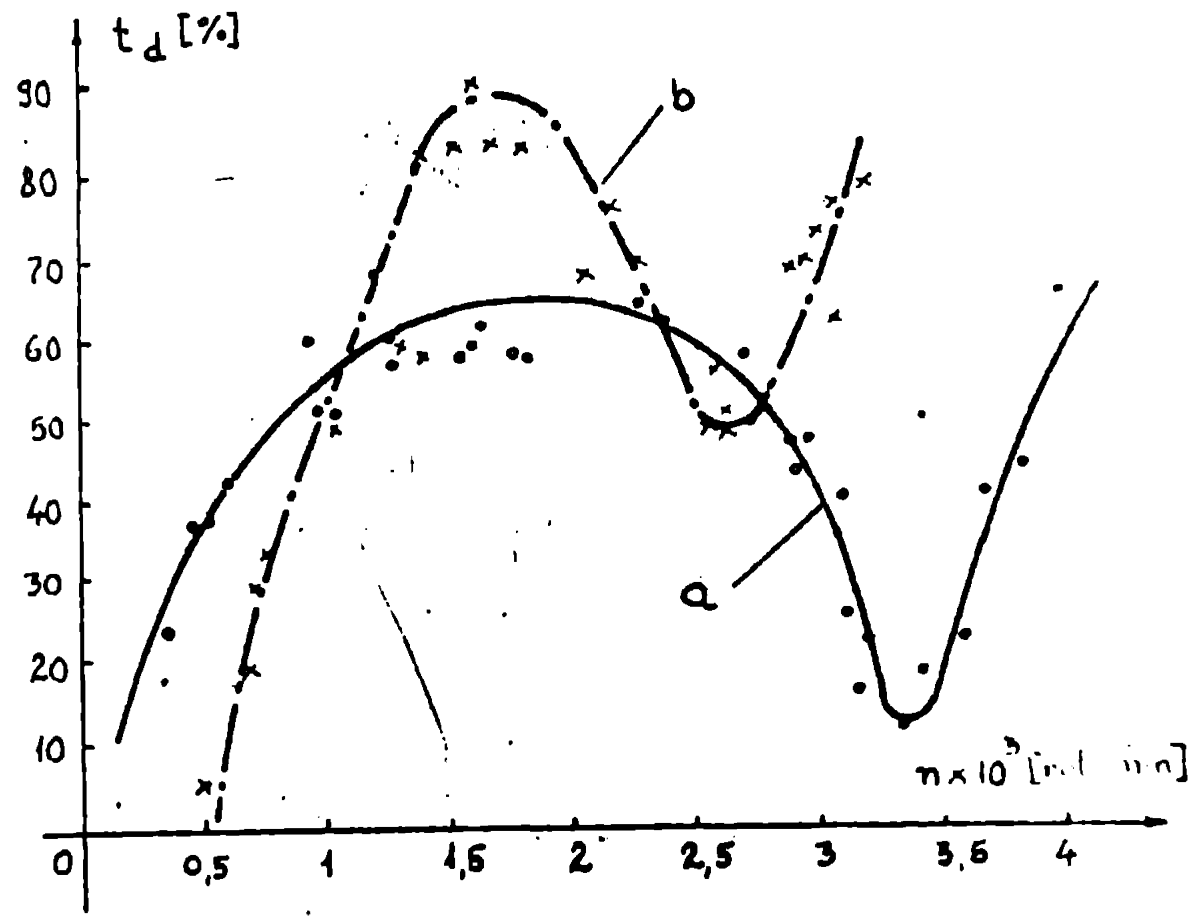



fig. 9.6

Diagrama 3a M = 40,6 S = 1,0

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 400 | 508 | 750 | 792 | 817 | 1083 | 1140 | 1150 | 1233 | 1342 |
| $t_d$ | 3,84 | 7,28 | 24,13 | 24,71 | 26,94 | 32,27 | 36,09 | 35,24 | 37,13 | 44,01 |
| n | 1375 | 1555 | 1615 | 1708 | 1750 | 2117 | 2167 | 2192 | 2280 | 2336 |
| $t_d$ | 40,19 | 43,71 | 43,5 | 49,83 | 45,31 | 57,58 | 60,23 | 57,39 | 38,5 | 39,42 |
| n | 2527 | 2657 | 2676 | 3018 | 3067 | 3083 | | | | |
| $t_d$ | 46,31 | 43,88 | 45,15 | 49,46 | 50,15 | 53,93 | | | | |

Diagrama 3b M = 31,2 S = 2,5

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 217 | 233 | 383 | 425 | 550 | 567 | 716 | 742 | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | 7,93 | 5,02 | 22,4 | 24,47 | 35,15 | 31,94 | 37,22 | 40,43 | [illegible] | [illegible] |
| n | 1075 | 1083 | 1367 | 1561 | 1659 | 1667 | 1887 | 1900 | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | 40,78 | 45,6 | 45,48 | 42,67 | 45,57 | 46,23 | 45,39 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |
| n | 2396 | 2466 | 2583 | 2617 | 2750 | 2766 | 3000 | 3050 | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | [illegible] | 33,67 | 38,61 | 28,39 | 38,56 | 36,1 | 47,01 | [illegible] | [illegible] | [illegible] |

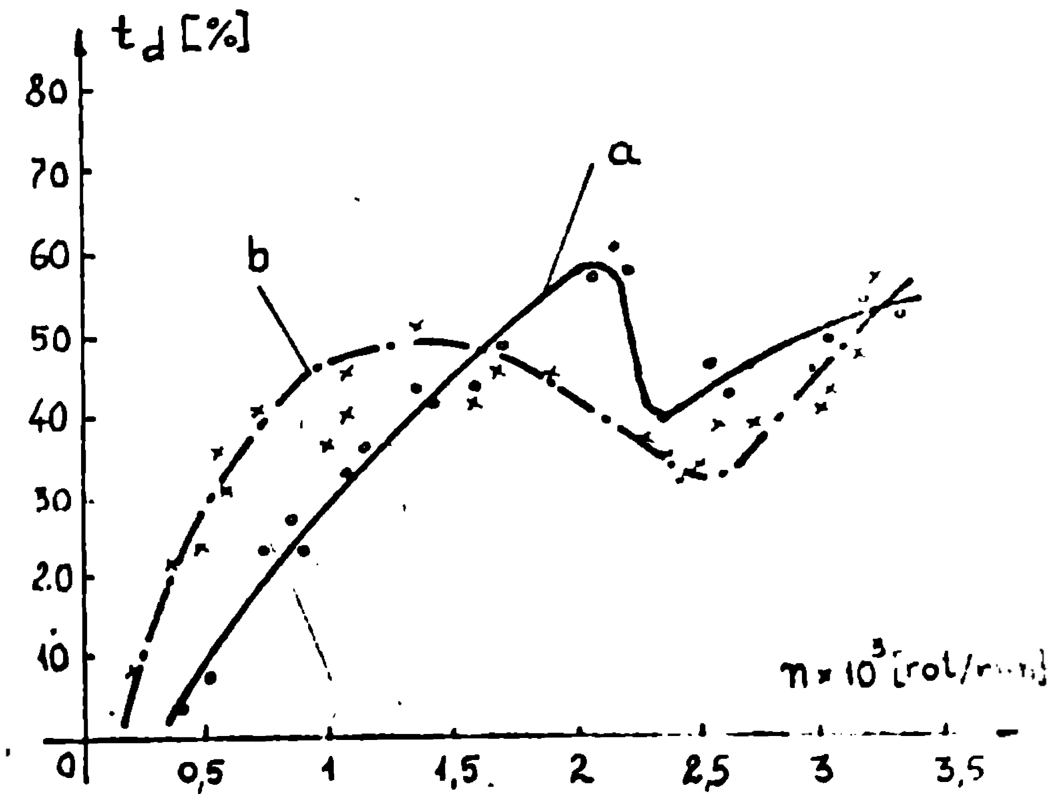



fig. 9.7

Diagrama 4a M = 62,6 S = 1,0

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 583 | 611 | 1317 | 1383 | 1806 | 1833 | 1850 | 2150 | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | 0,54 | 0,71 | 4,05 | 2,31 | 1,68 | 1,75 | 1,73 | 2,81 | 2,93 | 3,51 |
| n | [illegible] | 2575 | 2583 | 2917 | 2983 | 3016 | 3583 | 3750 | [illegible] | [illegible] |
| $t_d$ | [illegible] | 3,04 | 2,99 | 0,33 | 0,17 | 0,12 | 0,073 | 0,083 | [illegible] | [illegible] |
| n | [illegible] | 4007 | 4033 | | | | | | | |
| $t_d$ | [illegible] | 0,097 | 5,3 | | | | | | | |

Diagrama 4b M = 48,16 S = 2,5

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n | 583 | 602 | 683 | 850 | 967 | 1012 | 1667 | 1833 | 1983 | 2011 |
| $t_d$ | 0,3 | 0,93 | 0,69 | 3,45 | 4,29 | 4,72 | 5,13 | 3,68 | 4,11 | 5,70 |
| n | 2016 | 2500 | 2583 | 2650 | 3017 | 3041 | 3051 | 3231 | 3267 | 3367 |
| $t_d$ | 5,16 | 1,88 | 2,78 | 2,92 | 0,37 | 0,61 | 0,29 | 0,28 | 0,34 | 0,82 |
| n | 3683 | 3716 | 3917 | 4021 | | | | | | |
| $t_d$ | 0,33 | 0,51 | 0,65 | 0,85 | | | | | | |

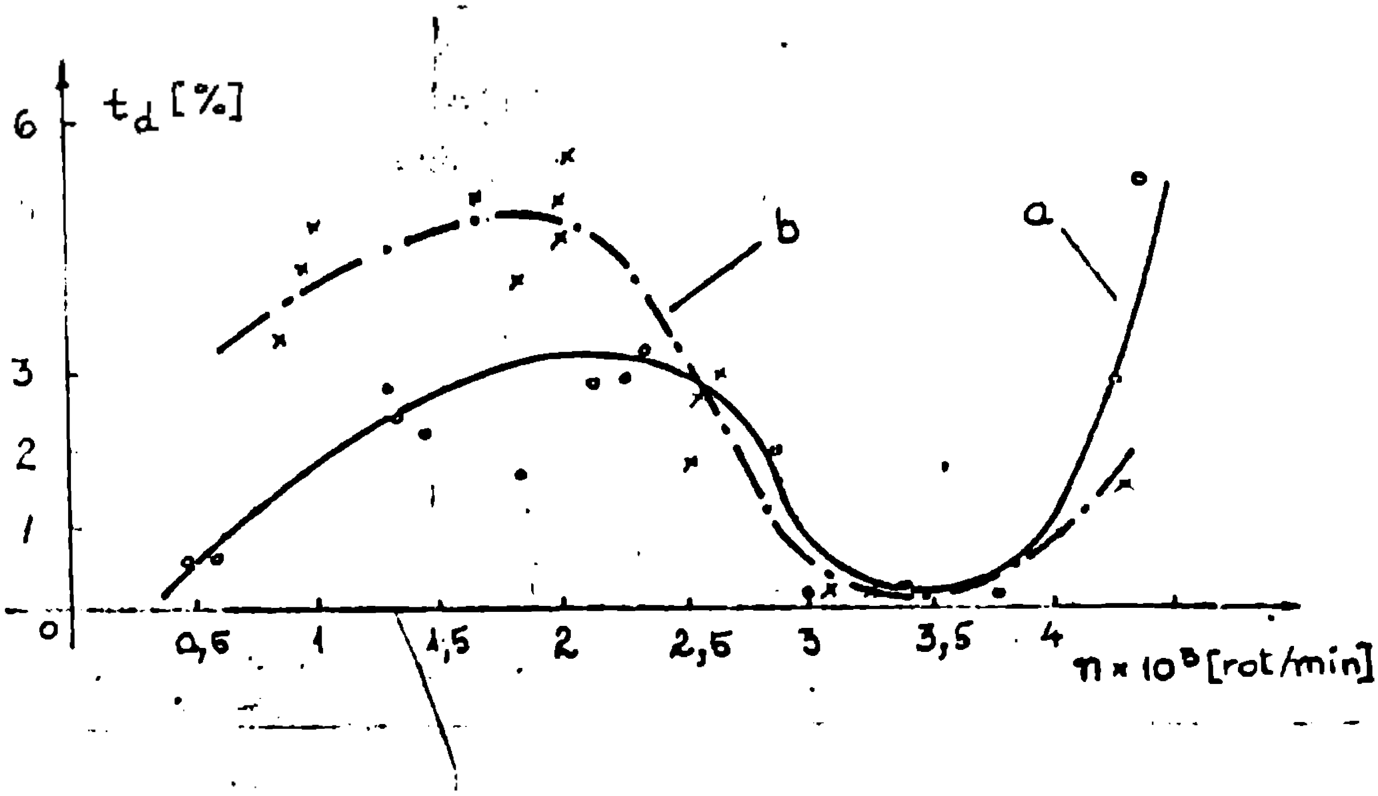



fig. 9.8

Analizînd diagramele trasate rezultă evident rolul forței de strîngere a arcului în acțiunea de limitare a timpului de desprindere a tachetului de camă.

Astfel din diagramele 1 și 2 rezultă că pentru forțe mici de închidere, cînd coeficientul M are valori cuprinse în domeniul 13 ÷ 15, timpul de desprindere crește rapid cu creșterea vitezei de rotație, astfel încît pentru valori ale acesteia în jur de 3000 rot/min, $t_d$ ajunge la valori ce reprezintă 80 ÷ 85 % din durata totală a ciclului de rotație.

Creșterea forței de pretensionare a arcului astfel încît coeficientul M să ajungă la valori cuprinse în domeniul 48 ÷ 63, duce la diminuarea timpului de desprindere la cîteva procente, respectiv 5 % pentru n = 1750 rot/min pe diagrama 4b.

Pentru valori intermediare ale coeficientului M în domeniul 22 ÷ 41, timpul de desprindere a cuplei superioare camă-tachet ajunge la 50 ÷ 60 % din timpul total al ciclului de rotație

In cursul experimentărilor s-a constatat că se înregistrează fenomenul de desprindere chiar și la valori mici ale turației și că aceasta se datorează în special următorilor factori geometrici:

- rugozitatea suprafețelor de contact ale cuplei superioare,
- abateri de la paralelism între axa de rotație a camei și axa de oscilație a tachetului,
- abateri de la paralelism dintre axa camei și axa arborelui pe care este fixată cama,

După un anumit număr de ore de funcționare, timp în care s-a realizat rodarea cuplei superioare, efectul acestor abateri s-a diminuat simțitor.

Toate diagramele supranotate cu litera b se referă la încercări făcute cu suprafața tachetului mărită de 2,5 ori, combinată cu o mărire de 25 % a greutății acestuia.

Efectul acestor modificări este evident pentru unele porțiuni ale diagramelor trasate, unde procentul desprinderilor a crescut datorită măririi coeficientului de frecare cu aerul și a modificării pulsației proprii a sistemului.

O caracteristică importantă a tuturor diagramelor este faptul că pentru o anumită viteză unghiulară se înregistrează un minim al desprinderilor. Acest minim corespunde deci unei viteze optime de funcționare a mecanismului. Este avantajos ca viteza unghiulară de exploatare să fie cît mai apropiată de viteza unghiulară optimă, [illegible] modifica astfel parametrii mecanismului încît să se deplaseze punctul optim de funcţionare în spre viteza unghiulară de exploatare.

Se poate face această recomandare deoarece examinînd diagramele trasate rezultă că prin modificarea suprafeţei şi a greutăţii tachetului, poziţia valorii minime precum şi valoarea minimă $t_d$ se modifică în limite destul de largi.

Aceasta dovedeşte că procedeul experimental poate fi utilizat cu succes la corelarea vitezei unghiulare de funcţionare cu viteza optimă, prin ajustări succesive ale parametrilor mecanismului pînă la apropierea corespunzătoare a celor două viteze.

Rezultatele experimentale confirmă realitatea diagramelor de răspuns tranzitoriu , determinate pe cale analitică în lucrările / 60, 106 / lui Tesar D; diagrame în care se prezintă abaterile funcţiei de ieşire faţă de funcţia de intrare în funcţie de raportul între vitezele unghiulare de funcţionare şi respectiv de sinteză , funcţii care prezintă valori minime pentru anumite valori ale acestui raport aşa cum se vede şi în fig. 3.6 .

Diagramele de abateri trasate experimental sînt în concordanţă şi cu rezultatele obţinute prin tratarea mecanismului camă-tachet ca un sistem oscilant autoexcitat de relaxare, sistem pentru care funcţionarea optimă se asigură pe un ciclu limită unde regimul de funcţionare este cvasiarmonic astfel încît transferul energetic între diferitele părţi componente ale sistemului în mişcare se realizează în cadrul unei funcţionări stabile. Acest ciclu corespunde zonei optime de funcţionare a mecanismului, zonă pentru care timpul de desprindere şi implicit abaterile de mişcare sînt minime.

Cea mai evidentă modificare a poziţiei ciclului optim de funcţionare se obţine prin modificarea forţei arcului de închidere a cuplei cinematice superioare. Aşa cum se vede în figurile 9.5, 9.6, 9.7 şi 9.8 poziţia punctului de funcţionare optim este uşor ajustabil în limite largi. Modificarea acestei forţe precum şi a masei tachetului sînt operaţiuni care permit optimizarea funcţionării mecanismului de palpare, [illegible]

[illegible] acestui stand.

## 10. Concluzii generale. Prezentarea contribuţiilor personale ale autorului

La încheierea prezentei lucrări se poate evidenţia în primul rînd o concluzie general valabilă privind sinteza mecanismelor cu came care realizează anumite funcţiuni la viteze ridicate şi anume că această sinteză presupune operaţiuni de mare complexitate, care impun corelarea unei mulţimi de parametri funcţionali, tehnologici, cinematici, geometrici şi dinamici.

Rezultate bune se pot obţine doar în condiţiile în care fiecare tip constructiv de mecanism este analizat sub toate aspectele enumerate mai sus pentru a găsi soluţii adecvate, aceasta realizîndu-se în special prin rezolvarea problemelor specifice respectivului mecanism.

Analiza - sinteza - experimentul se constituie ca şi un triunghi al procesului de sinteză, iar pentru a obţine mecanisme cu performanţe funcţionale ridicate este necesară executarea acestor operaţiuni în unul sau mai multe cicluri.

In ce priveşte mecanismul camă cu tachetul în mişcare de oscilaţie, mecanism ce a constituit obiectul principal al prezentei lucrări, se pot enumera cîteva concluzii care se constituie în acelaşi timp şi ca o procedură ce poate fi urmată în operaţiunea de sinteză:

a) presupunînd implicit că funcţia de realizat la ieşirea mecanismului este o funcţie care se desfăşoară între palierul inferior şi cel superior al mişcării, se poate afirma cu certitudine că racordarea funcţiei propriuzise la cele două paliere trebuie să se facă cu ajutorul unor legi de mişcare polinomială care asigură nivele de acceleraţie mai mici decît funcţiile de racordare armonice;

b) un avantaj deosebit de important al funcţiilor polinomiale este acela că amplitudinea oscilaţiilor pe care le provoacă şi întreţin în sistem este cu mult mai mică decît amplitudinea aceloraşi oscilaţii produse de legile de mişcare sinusoidală sau cosinusoidală;

c) la stabilirea parametrilor funcţionali ai mecanismului se recomandă alegerea pentru camă a unui sens de rotire de la vîrful spre articulaţia tachetului, sens care prezintă unele avantaje în special pentru cazul cînd funcţia de ieşire a mecanismului prezintă un palier de viteză constantă;

d) dacă funcţia de ieşire cu palier de viteză constantă se realizează cu un mecanism cu tachet oscilant, atunci pentru a realiza corect această funcţie profilul camei trebuie corectat faţă de spirala Arhimedică, spirală care asigură realizarea precisă a funcţiei doar pentru mecanismul cu tachetul în mişcare de translaţie.
Corectarea profilului camei se face în funcţie de sensul de rotire relativă camă-tachet;

e) pentru sinteza mecanismului se procedează la calcularea razei cercului de bază şi a razei rolei tachetului, la impunerea unui unghi de presiune maximă şi a unei raze de curbură minimă pentru profilul camei, cu respectarea şi utilizarea indicaţiilor care se dau în literatura de specialitate. La calcularea acestor parametrii geometrici se recomandă utilizarea unor procedee analitice asistate de calculator, aşa cum se prezintă şi în lucrare;

f) la sinteza mecanismului se va urmări în mod deosebit ca pe parcursul ciclului de funcţionare să nu se depăşească valoarea maximă impusă a unghiului de presiune;

g) pentru a evita desprinderea tachetului de camă în zonele cu vîrfuri pozitive sau negative ale acceleraţiei funcţiei de intrare, se asigură prestrîngerea corespunzătoare a arcului de închidere a cuplei superioare;

h) se va evita desprinderea tachetului de camă datorită oscilaţiilor sistemului prin aşa numita " proiectare elastică " a mecanismului, proiectare prin care distribuirea elementelor elastice în cadrul sistemului se face în aşa fel încît oscilaţiile proprii ale tachetului, oscilaţii induse şi întreţinute de însăşi funcţia de intrare materializată pe camă, să se poată desfăşura astfel încît să nu fie afectată continuitatea cinematică a mecanismului;

i) dacă amplitudinea oscilaţiilor este mare şi efectele acestora nu pot fi înlăturate prin proiectarea elastică a mecanismului, atunci se vor lua măsuri de reducere a acestor amplitudini prin amortizarea oscilaţiilor. Aşa cum s-a arătat în lucrare, este de preferat ca amortizarea să se execute cu ajutorul unei forţe de frecare uscată, aplicată în aşa fel încît să nu producă defazări între funcţiile de intrare şi ieşire;

j) dacă prin procesul de sinteză şi proiectare s-a înlăturat pericolul apariţiei desprinderilor tachetului de camă, desprinderi ce se traduc prin abateri necontrolate ale funcţiei de ieşire, se poate trece la faza de sinteză în care se compensează abaterile elastice ale funcției de ieșire pînă la încadrarea lor în niște limite acceptate din punct de vedere funcțional și tehnologic;

k) dacă acțiunea de compensare executată la punctul j a implicat modificări elastice și geometrice se revine la verificarea punctelor g, h, i și j ;

l) mecanismul proiectat se execută și se supune la un set de încercări experimentale urmărind prin aceasta verificarea globală a principiilor de sinteză și a tehnologiei de execuție.

In lucrare se prezintă metode analitice, criterii funcționale, procedee de calcul și experimentare care acoperă toate etapele de sinteză-proiectare enumerate mai sus.

Contribuția personală a autorului în această direcție constă în următoarele:

1) stabilirea funcției de ieșire pe care trebuie să o realizeze mecanismul de perforare din construcția unui perforator rapid de cartele;

2) alegerea tipului constructiv a mecanismului camă-tachet care execută această funcție în condiții cinematice și dinamice optime;

3) studiul comparativ al legilor de mișcare pentru racordarea funcției de viteză constantă la palierele inferior și superior ale funcției de intrare și stabilirea unei legi optime;

4) se stabilește influiența pe care o are sensul relativ de rotire camă-tachet asupra geometriei și cinematicii mișcării și se indică pentru cazul studiat sensul de rotire optim;

5) se relevă și se analizează abaterile pe care le înregistrează funcția de ieșire de la legea de mișcare necesară, abateri datorate structurii mecanismului ales și se indică metode analitice pentru corectarea profilului camei în vederea obținerii unei funcții corespunzătoare;

6) pentru determinarea razei cercului de bază se dă o metodă analitică care poate fi aplicată și într-o variantă simplificată la calcularea orientativă a acestei raze;

7) în vederea sintezei dinamice a mecanismului camă-tachet s-a elaborat un model matematic adecvat care permite punerea în evidență și studierea fenomenului de rupere a contactului cuplei superioare, fenomen care produce discontinuități în cinematica mecanismului cu

repercursiuni şi asupra dinamicii acestuia şi care produc abateri necotrolabile ale funcţiei de ieşire;

8) în baza acestui model matematic se stabileşte un criteriu pentru funcţionarea fără desprinderi a mecanismului. Acest criteriu avînd un suport fizic şi o prezentare matematică poate fi aplicat la sinteza şi proiectarea analitică a mecanismelor;

9) analizînd cu ajutorul modelului matematic propus comportarea dinamică a mecanismului se relevă necesitatea unei sinteze elastice a acestuia ca şi unică modalitate de evitare a fenomenului de desprindere datorat oscilaţiilor sistemului, oscilaţii care se suprapun pe legea de mişcare comandată de camă;

10) deoarece cele mai multe funcţii de intrare nu pot fi aproximate în mod corespunzător cu ajutorul funcţiilor armonice rezultate prin dezvoltarea lor în serii Fourier, analiza fenomenului de desprindere se face apelînd la metoda planului fazelor, metodă pentru care s-a elaborat un procedeu analitic. Aplicarea acestui procedeu a permis enunţarea matematică a unui criteriu adecvat pentru evidenţierea desprinderilor cuplei superioare;

11) pentru a compara din punct de vedere al posibilităţilor de apariţie a desprinderilor mai multe variante de legi de mişcare, s-a apelat la metoda diferenţelor finite pentru rezolvarea numerică a ecuaţiei diferenţiale a mişcării în scopul de a obţine o funcţie de răspuns a sistemului cît mai apropiată de realitate. Pentru această metodă s-a elaborat un program de calcul cu ajutorul căruia s-a făcut un studiu comparativ. În urma acestui studiu s-au relevat calităţile superioare ale legilor de mişcare polinomială care induc în sistem oscilaţii cu amplitudini minime;

12) dacă amplitudinea oscilaţiilor tachetului nu se poate reduce corespunzător prin procedeul de sinteză, se impune amortizarea acestora. Analizînd fenomenul de amortizare vîscoasă se scoate în evidenţă dezavantajul acestui procedeu care provoacă defazarea funcţiilor de intrare - ieşire şi se studiază posibilitatea de a executa acţiunea de amortizare printr-un procedeu de frecare uscată intermitentă. Se dă o metodă de calcul a forţei de frecare necesară pentru o amortizare corespunzătoare a oscilaţiilor pe parcursul perioadei de frînare pe care o avem la dispoziţie;

13) se dă o soluţie practică de amortizare a oscilaţiilor tachetului în două variante constructive, prin frînarea tachetului pe pati-

erul inferior al funcţiei de intrare;

14) studiind mecanismul camă-tachet ca şi un sistem oscilant autoexcitat şi făcînd o serie de analogii şi simplificării ajutătoare, se indică un procedeu de dimensionare a masei tachetului astfel încît să se asigure sistemului o mişcare cît mai stabilă cu caracteristici cvasiarmonice pe un ciclu limită de tip Poincaré;

15) pentru sinteza dinamică a mecanismului s-a elaborat un procedeu analitic de calcul în vederea determinării unor parametrii geometrici necesari la calculul cinematic, cinetostatic şi dinamic al mecanismului, procedeu pentru care s-a pus la punct un program adecvat pentru prelucrarea datelor pe un calculator electronic;

16) în vederea studierii experimentale a fenomenului de desprindere a tachetului de camă, fenomen care reflectă proprietăţile dinamice ale mecanismului, s-a conceput o metodă experimentală şi în baza ei s-a realizat o instalaţie pentru studierea dinamică a mecanismelor cu came. Metoda şi instalaţia au fost brevetate la OSIM;

17) rezultatele acestei cercetării au fost utilizate pentru sinteza mecanismului de perforare din componenţa unui sistem pentru perforarea centralizată a cartelelor. O prezentare succintă a unui asemenea sistem şi a avantajelor sale economice şi funcţionale s-a făcut în capitolul 2 al prezentei lucrări.

Procedeul de perforare centralizată şi sistemul propus au format de asemenea obiectul unui brevet acordat de OSIM.

Sinteza mecanismului de perforare s-a realizat cu corectarea funcţiei de intrare care se materializează pe camă, alegîndu-se un sens optim de rotire relativă între camă şi tachet. Forţa de pretensionare a cuplei cinematice superioare s-a calculat cu ajutorul programului specializat de sinteză iar verificarea şi optimizarea funcţionării mecanismului s-a realizat cu ajutorul standului special realizat în acest scop. Prin ajustări succesive a forţei arcului de închidere a cuplei şi prin modificarea masei tachetului s-a obţinut o situaţie optimă astfel încît la viteza de funcţionare a mecanismului de perforare se realizează un timp minim de desprindere a tachetului de camă. In această situaţie funcţia de ieşire cîştigă mult în precizie, diferenţele între ea şi funcţia de intrare fiind anulate.

## Bibliografie


1 Adams D. Peleoudi Chr. Influenţa supraacceleraţiilor în funcţionarea mecanismelor cu came SCMA 1970, tom 2, p.361

2 Artobolewskj I.I. Mechanisms in modern engineering desing Moscow Mir 1977

3 Avramescu A. Echipamentele periferice ale calculatoarelor numerice Ed. Tehnică Bucureşti 1971

4 Artobolewskj I.I. Teoria mecanismelor şi a maşinilor Ed. Tehnică Bucureşti 1955

5 Artobolewskj I.I. Théorie des mechanismes et de machines Mir Moscow 1977

6 Antonescu P. Calculul structural şi cinematic. Mecanisme I.P. Bucureşti 1979

7 Antonescu P. Cinetostatica şi dinamica mecanismelor I.P. Bucureşti 1980

8 Bogdan R.C. Larionescu D. Analiza armonică complexă şi mecano-electrică a mecanismelor plane Ed. Academiei R.S.R. 1968

9 Buzdugan Gh. Rezistenţa materialelor Ed. Tehnică Bucureşti 1970

10 Buzdugan Gh. Mihăilescu E. Măsurarea vibraţiilor Ed. Academiei R.S.R. 1979

11 Bona C. Galletti C. Lucifredi A. Computer aided automatic design Mechanism and Machine Theory 1973 vol. 8, p. 437-456

12 Buzdugan Gh. Fetcu L. Radeş M. Vibraţii mecanice E.D.P. Bucureşti 1982

13 Chen F. Y. Kinematic synthesis of cam profiles of prescribed acceleration by finite integration method Journal of engineering for industry ASME Trans 519-524 May 1973

14 Cioncea O. Kovács Fr. Corectarea funcţiei de intrare la mecanismele cu came generatoare de funcţiuni cu palier de viteză constantă Al IV-lea Simpozion de Robotizare în industrie, şi M.T.M. Timişoara 1984

15 Cionca O. Model matematic pentru studierea mecanismelor
Kovács Fr. cu came în regim dinamic
Al IV-lea Simpozion de Robotizare în industrie şi
M.T.M. Timişoara 1984

16 Cionca O. Dimensionarea masei mecanismului camă-tachet
Kovács Fr. considerat ca un sistem oscilant cu vibraţii
de relaxare
Al IV-lea Simpozion de Robotizare în industrie şi M.T.M.

17 Cionca O. Mecanismele de perforare ale perforatoarelor
rapide de cartele
Simpozionul de Mecanisme şi Transmisii Mecanice
Reşiţa 1976

18 Cionca O. Metodă şi program de calcul pentru studiul dinamic al mecanismelor cu came
Sesiunea de comunicări a I.P.T.V. Timişoara 1977

19 Cionca O. Metodă şi instalaţie pentru studiul dinamic al
mecanismelor cu came
Simpozionul de Mecanisme şi Transmisii Mecanice
Timişoara 1980

20 Cionca O. Sistem pentru perforarea controlată a cartelelor
Simpozionul de Mecanisme şi Transmisii Mecanice
Timişoara 1980

21 Dorn W. S. Metode numerice cu programare în FORTRAN IV
Mc Cracken D. Ed. Tehnică Bucureşti 1976

22 Dimofte F. Echipamentele de culegere a datelor OFF-line
şi ON-line
Ed. Tehnică Bucureşti 1973

23 Deutsch I. Rezistenţa materialelor
E.D.P. Bucureşti 1979

24 Demian T. Mecanisme de mecanică fină
Tudor D. E.D.P. Bucureşti 1982
Grecu E.

25 Demian T. Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină
E.D.P. Bucureşti 1970

26 Dizioglu B. Getriebelehre. Ein Lehrbuch für Studierende
und Ingenieure Band 2 1967

27 Freudenstein F. Kinematics: Past, Prezent, and Future
Mechanism and Machine Theory 1973, vol. 8, p. 151-160

28 Gorskii B. E. Modernizarea mecanismelor cu came (l. rusă)
Cerneavskii I. L. Moscova 1964

29 Geronimus L. Aparatul geometric al teoriei sintezei mecanismelor plane (l. rusă)
Moscova 1963
3o Golinski J. An adaptive optimization system aplied to machine synthesis
Mechanism and Machine Theory 1973, vol. 8, p. 419-436
31 Hamburger L. Buzdugan Gh. Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maşinilor
Ed. Tehnică Bucureşti 1958
32 Ham C. W. Crane E.J. Rogers W.L. Mechanics of machinery
33 Hartenberg R.S. Dunavit J. Kinematic syntesis of Linkages
Mc Graw-Hill New - York 1964
34 Imdad I. Sandor G. A general method of Kineto - Elastodynamic Design of high speed mechanisms
Mechanism and Machine Theory 1973, vol.8, p.497-516
35 Ifrim V. Bögelsack G. Ein Diskretisierungsverfahren zur numerischen Berechnung von Federantrieb für Mechanismen
Mechanism and Machine Theory vol.9, nr. 3/4, 1974
36 Kovács Fr. Contribuţii la elaborarea unei metode unitare de sinteză a mecanismelor
Teză de Doctorat Timişoara 1969
37 Kovács Fr. Perju D. Crudu M. Mecanisme. Analiza mecanismelor
I.P. Timişoara 1978
38 Kovács Fr. Perju D. Mecanisme. Sinteza mecanismelor
I.P.T.V. Timişoara 1977
39 Kovács Fr. Oprea I. Perju D. Curs de teoria mecanismelor şi dinamica maşinilor
I.P. Timişoara 1969
4o Kovács Fr. ş.a. Teoria mecanismelor. Lucrări de laborator
I.P. Timişoara 1966
41 Kovács Fr. Perju D. Savii G. Metode noi în sinteza mecanismelor
Ed. Facla Timişoara 1976
42 Kovács Fr. Marina M. Influenţa structurii mecanismului cu camă al distribuţiei motoarelor cu ardere internă asupra cinematicii şi cinetostaticii acestora
Sesiunea de comunicări a I.P.T.V. Timişoara 1977
43 Kaufman R.E. Kynsyn Phase II. A human engineered computer

system for kinematic design and a new least-squares synthesis operator
Mechanism and Machine Theory 1973, vol. 8, p. 469-478

44 Kostițân V. Despre gabaritele minimale ale mecanismelor cu came ( l. rusă )
Academia de științe Moscova 1949

45 Kraus R. Getribelehre Band 3 Messbestimmung
Berlin 1956

46 Kovács Fr. Cojocaru Gh. Manipulatoare, roboți și aplicațiile lor industriale
Editura Facla Timișoara 1982

47 Levitschi N.I. Mecanisme cu came (l. rusă)
Moscova 1964

48 Laricov E. Calculul și proiectarea mecanismelor și aparatelor cu came (l. rusă)
Moscova 1968

49 Laboureur M. Chossat M. Cardot C. Cours de calcul mathematique moderne

50 Lakshminaraya K. On the analysis of the effect of tolerances in linkages
Journal of mechanisms 1971, vol. 6, nr. 1, p. 59-67

51 Munteanu O. Teoria mecanismelor și dinamica mașinilor. Mecanisme cu came
I.P. Iași 1972

52 Marina M. Contribuții la studiul distribuției optimizate a motoarelor cu ardere internă în patru timpi
Teză de Doctorat I.P.T.V. Timișoara 1978

53 Manolescu N.I. Kovács Fr. Orănescu A. Teoria mecanismelor și a mașinilor
E.D.P. București 1972

54 Mangeron D. Irimiciuc N. Curs de mecanică cu aplicații în inginerie vol. 2 Mecanica sistemelor de solide rigide
Cinematica și dinamica sistemelor mecanice
I. P. Iași 1974

55 Mangeron D. Irimiciuc N. Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie vol.2 Mecanica sistemelor rigide
Ed. T. București 1980

56 Mangeron D. Irimiciuc N. Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie vol.3. Mecanica vibrațiilor
Ed. T. București 1981

57 Manolescu N.I. Teoria mecanismelor și a mașinilor. Cinetostatica și dinamica Ed. T. București 1958

58 Maroş D. Curs de teoria mecanismelor şi a maşinilor
Orlandea N. I.P. Cluj 1966

59 Mabie H.H. Mechanisms and dynamics of machinery
Okvirk F.W. 1963

6o Matthew G.K. Cam system design. The dynamic synthesis and
Tesar D. analysis of one degree of freedom
Mechanism and Machine Theory vol.11, nr.4, 1976

61 Manolescu N.I. Structura, cinematica, cinetostatica şi
Popovici M. dinamica mecanismelor
E.D.P. Bucureşti 1981

62 McGovern J. Kinematic synthesis of adjustable mechanisms
Sandor G. Path generation
Journal of engineering for industry Mai 1973

63 Mănescu M. Maşini de calcul pentru mecanizarea şi auto-
Biţa V. matizarea lucrărilor economice şi administra-
Grama G. tive
Pescaru V. Ed. Tehnică Bucureşti 1966

64 Maroş D. Mecanisme vol 1
I.P. Cluj-Napoca 198o

65 Nolle H. Linkage coupler curve synthesis. A historical
review.
Mechanism and Machine Theory 1974, vol.9

66 Obst P. Konstruction und Fertigung von Kurvenmecha-
Heydt W. nismen
Verlag Technic Berlin 1964

67 Orănescu A. Culegere de probleme de cinematica mecanisme-
lor plane
M.E.I. Bucureşti 1957

68 Orănescu A. Metode numerice în analiza configuraţiei, cine-
Crudu I. maticii şi cinetostaticii mecanismelor
Universitatea Galaţi 1977

69 Orănescu A. Teoria mecanismelor şi a maşinilor
E.D.P. Bucureşti 1963

7o Pelecudi Chr. Optimizări în sinteza numerică a mişcării
Sava I. mecanismelor cu came
Studii şi cercetări de mecanică aplicată
SCMA tom 3o, nr. 5, 1971, p. 1149

71 Pelecudi Chr. Comportarea mecanismelor cu came la viteze
Sava I. ridicate I
Conovici S. SCMA tom 3o, nr.2, 1971, p. 305

72 Pelecudi Chr. Comportarea mecanismelor cu came la viteze ridicate II
Sava I.
Conovici S. SCMA tom 30, nr. 3, p. 611, 1971

73 Pelecudi Chr. Analiza armonică a legilor de mişcare a mecanismelor cu came
Matheescu A. SCMA tom 28, nr. 1, p. 195, 1969

74 Pelecudi Chr. Precizia mecanismelor
Ed. Academiei R.S.R. 1975

75 Pelecudi Chr. Bazele analizei mecanismelor
Ed. Academiei R.S.R. 1967

76 Pelecudi Chr. Legile generale ale mecanismelor cu came
Sava I. SCMA tom 22, nr. 4, 1966

77 Pelecudi Chr. Optimizarea legilor de mişcare ale mecanismelor de distribuţie
SCMA nr. 3, 1968

78 Pelecudi Chr. O nouă metodă de optimizare a legilor de mişcare ale mecanismelor cu came
Conferinţa de motoare cu ardere internă
Bucureşti 1967

79 Pelecudi Chr. Dinamica maşinilor
Dragna M. I.P. Bucureşti 1980

80 Pelecudi Chr. Algoritmi şi programe pentru analiza mecanismelor
Drăgănoiu Gh.
Simionescu I. Ed. Tehnică Bucureşti 1972

81 Popov N.N. Calculul şi proiectarea mecanismelor cu came (l. rusă) Moscova 1965

82 Perju D. Contribuţii la sinteza mecanismelor plane pentru conducerea unui punct pe o curbă dată
Teză de Doctorat I.P. Timişoara 1971

83 Perju D. Mecanisme de mecanică fină
I.P.T.V. Timişoara 1980

84 Paximo Gh. Metode şi procedee de studiu pentru îmbunătăţirea funcţionării maşinilor şi mecanismelor CNST 1972 ICDT
Rădăcină N.

85 Popescu I. Proiectarea mecanismelor plane
Ed. Scrisul Românesc Craiova 1977

86 Păvăloiu I. Rezolvarea ecuaţiilor prin interpolare
Ed. Dacia Cluj-Napoca 1981

87 Poulain P. Elements fondamentaux de l'informatque. Les ordinateur
Dunod Paris 1967

88 Raicu A. Proiectarea mecanismelor cu came. Sinteză documentară
INID Bucureşti 1973

89 Reşetov L. Mecanisme cu came (l. rusă)
Moscova 1953

90 Robart T.A. Mecanisme cu came. Proiectare dinamică şi şi probleme de precizia prelucrării
( l. rusă ) Leningrad 1960

91 Rückert H. Numerische Methoden zur Bestimmung der Laufeigenschaften ebener Kurvengetriebe und Besonderer Berücksiechtigung der Einflsses der Rast in Rast Bewegungsgesetze
Dissertation Darmstadt 1974

92 Rădoi M., Deciu E. Mecanica
E.D.P. Bucureşti 1981

93 Sava I., Conovici S. Asupra vibraţiilor de încovoiere ale tachetului în funcţionarea mecanismelor cu came
SCMA tom 30, nr. 4, 1971, p. 869

94 Sava I. Stadiul actual în dinamica mecanismelor cu came
SCMA tom 28, nr. 6, p.1513, 1969

95 Silaş Gh. Mecanică. Vibraţii mecanice
E.D.P. Bucureşti 1968

96 Strugaru C., Jurca I. Echipamente periferice
I.P.T.V. Timişoara 1973

97 Shigley J.E., Hartenberg R. Cam dynamics. Kinematic synthesis of linkages
McGraw-Hill Book 1961

98 Denavit J., Shigley J.E. Kinematic Analysis of Mechanisms
McGraw-Hill Book 1959

99 Shigley J.E. Dynamic analysis of machines
McGraw-Hill Book 1961

100 Shigley J.E. Theory of machines Part 1
McGraw-Hill Book 1961

101 Suh C.H., Mecklenburg A. Optimal design of mechanisms with the use of matrices and last squares

Mechanism and Machine Theory 1974

102 Sandor G. A general method of kineto-elastodynamic design for high speed mechanisms
Mechanism and Machine Theory 1973, vol. 8

103 Sarkisyan Y.L., Gupta V.G. Kinematic geometry associated with least square approximation of a given motion.
Journal of engineering for industry May 1975

104 Szekely I. Teoria mecanismelor şi organe de maşini
E.D.P. Bucureşti 1968

105 Szekely I. Mecanisme
I.P. Cluj-Napoca 1974

106 Tesar D., Matthew G.K. The dynamic synthesis, analysis, and design of modeled cam systems
Lexington Books 1976

107 Tutunaru D. Mecanisme cu came
Ed. Tehnică Bucureşti 1959

108 Townsend A. A one-step non-iterative solution algorithm for mechanisms. Part 1
Mechanism and Machie Theory 1974, vol. 9

109 Townsend A. A one-step non-iterative solution algorithm for mechanisms. Part 2
Mechanism and Machine Theory 1974, vol. 9

110 Tempea I., Popa Gh. Mechanisme plane articulate
I.P. Bucureşti 1978

111 Wunderlich W. Contributions to the Geometry of Cam Mechanisms with oscillating Followers
Journal of Mechenisms 6, nr. 1, 1971

112 Woskresenski M. J. Proiectarea mecanismelor cu came la maşini cifrice de calcul (l. rusă)
Moscova 1967

113 Voinea R., Atanasiu M. Metode analitice noi în teoria mecanismelor

114 Vasu A., Vişa I. Definirea profilului camei de rotaţie în coordonate polare mobile funcţie de legea de mişcare şi profilul tachetului
Simpozionul MTM Reşiţa 1976 p. 387

115 Vrănceanu Gh., Mărgulescu G. Geometrie analitică
E.D.P. Bucureşti

116 Zamfir V. Mecanisme. Sinteza analitică a mecanismelor
I.M. Petroşani 1977

117 Zamfir V. Mecanisme. Sinteza mecanismelor generale

de funcţiuni I.M. Petroşani 1977

118 - Sperry Rand Univac. Field engineering
Verifying, interpreting, punch typ 17o1 and 171o

119 - Perforatorul de cartele Univac 17o1 şi 171o.
Manual de funcţionare şi utilizare (traducere)

120 - I.B.M. Field engineering
Card punch 29

121 - Juki 13oo/23oo Series
Card punch / verifier. Specification

122 - Soemtron. Lochkartenmaschinen
Soemtron 425

123 - Périphériquer - Compagnie Internationale pour l'Informatique
Perforateur de cartes 72.105
Manuel de fonctionnement et d'utilisation

124 - Singer Frieden Division
43oo Magnetic data recorder System

125 - Teletype corporation
Technical manual. Teletype writer sets
Model 35