Sinteza mecanismelor cu came

1. Elemente caracteristice ale unui mecanism cama-tachet
2. Legi de miscare ale tachetului
3. Determinarea gabaritului camelor
4. Trasarea profilului camelor plane

Etape in Sinteza mecanismelor cu camă

Sinteza mecanismelor cu came are ca scop definirea geometrică a mecanismelor tip camă-tachet astfel încât să se asigure condițiile funcționale impuse prin tema de proiectare, adică să se realizeze transmiterea mișcării cu un raport de transmitere impus.

Sinteza mecanismelor comportă următoarele faze:
1. stabilirea legii de mișcare pentru tachet
2. determinarea gabaritului camei
3. determinarea profilului camei
4. cinetostatica și calculul de rezistență al mecanismului care se face în vederea asigurării contactului camă-tachet, stabilirea dimensiunilor transversale și a consumului energetic în vederea funcționării corecte a mecanismului

1. Elemente caracteristice ale unui mecanism camă-tachet

Un mecanism cu camă e constituit din 3 elemente principale: cama, tachetul și elementul fix. Pe lângă acestea există și alte elemente teoretice care apar într-un mecanism cu camă, acestea fiind prezentate în Fig.1:

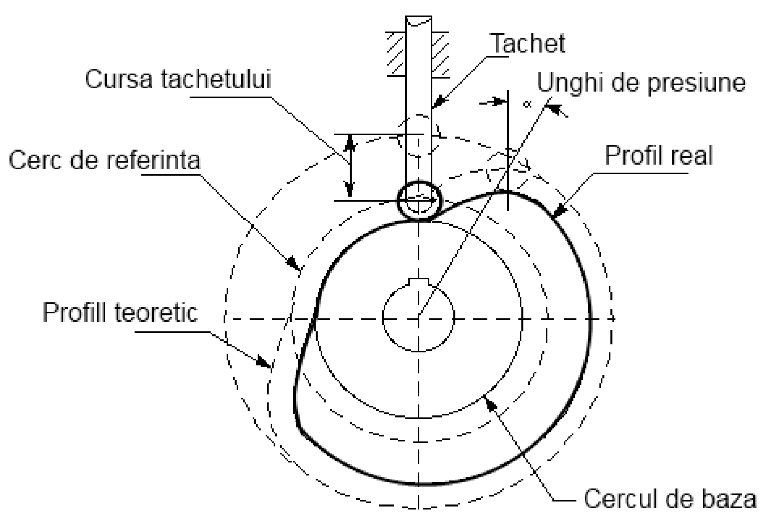

Fig.1 Elemente ale unui mecanism cu camă

Profilul teoretic – este profilul care rezultă în urma procesului de proiectare al camei

Profilul real – este curba înfășurătoare produsă de periferia tachetului când centrul acestuia se mișcă pe profilul teoretic al camei.

Cercul de baza - este cercul cu centrul în centrul camei cu raza până la profilul real

Cercul de referință - este cercul cu centrul în centrul camei, cu raza până la profilul teoretic

Unghiul de presiune – este unghiul dintre normala la profilul teoretic și directia de translatie a tachetului (momentană).

2. Legi de mișcare ale tachetului

Legea de mișcare a tachetului materializează modul în care cama, prin intermediul profilului său geometric, controlează mișcarea tachetului. În general, profilul unei came se poate impărți în zone unde se comandă urcarea, coborârea sau staționarea tachetului așa cum se arată și în Fig.2.

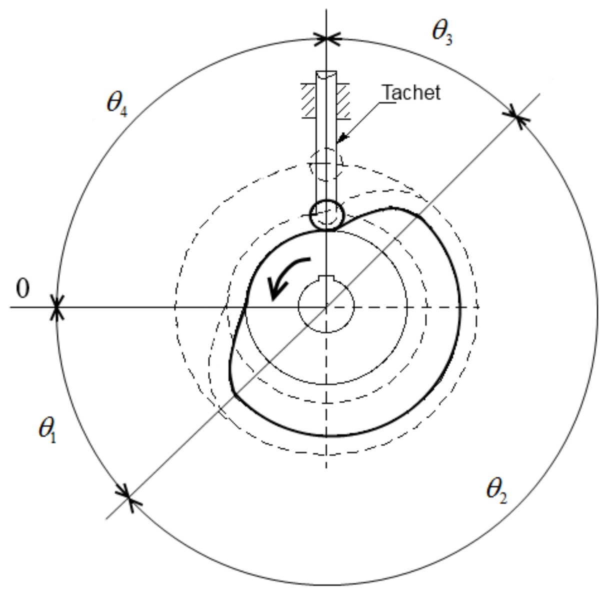

Fig.2 Împărțirea în zone a unei came

Se consideră că mișcarea începe de la unghiul 0, cama din Fig.2 are 4 zone, fiecare cu legea ei de mișcare, după cum urmează:

1. Urcare
2. Stationare superioară
3. Coborâre
4. Stationare inferioară

Dacă se trasează o diagramă a cursei de tachetului (ciclograma) în funcție de unghiul de rotație al camei s-ar obține un grafic asemănător cu cel din Fig.3. Se menționează că graficul din Fig.3 nu corespunde camei din Fig.2 din punct de vedere al lățimii zonelor de urcare, coborâre și respectiv staționare.

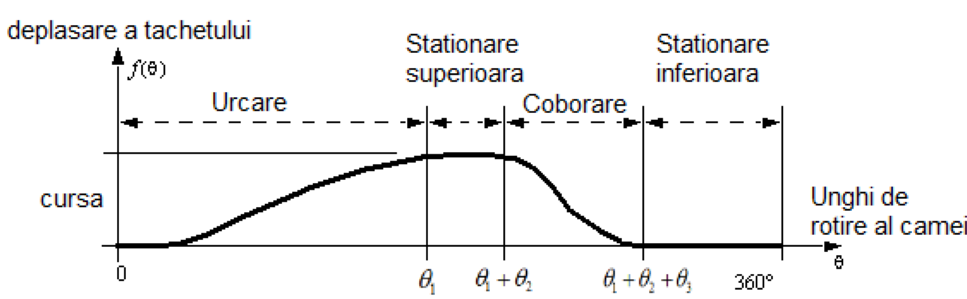

Fig.3 Zonele caracteristice ale mișcării tachetului unui mecanism cu camă

Pentru cama din Fig.2 este valabilă relația:

$$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 = 360^0 = 2\pi$$

Dacă se consideră cama în mișcare, atunci aceasta are o viteză unghiulară cunoscută și constantă $\omega = ct$ deci se pot scrie relațiile:

$\omega = \frac{\theta_i}{t_i}$, unde t_i este timpul de parcurgere al zonei i (i=1..4), de unde rezultă

$t_i = \frac{\theta_i}{\omega}$, θ_i și ω fiind cunoscute

Astfel se poate ridica diagrama cursei tachetului (ciclograma) în funcție de timp, obținându-se un grafic asemănător cu cel din Fig.4

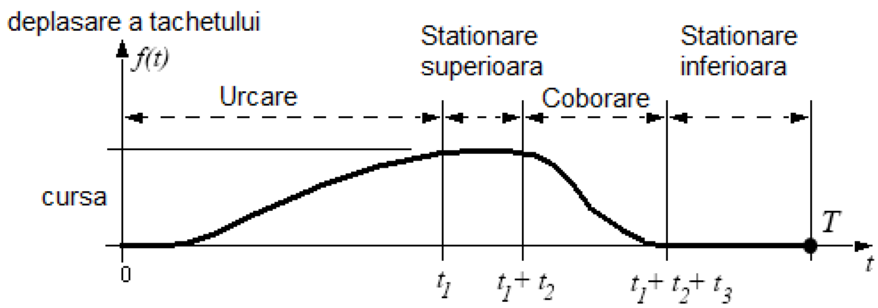

Fig.4 Fazele caracteristice ale mișcării tachetului unui mecanism cu camă

Se notează cu T durata unui rotații complete (perioada) pe care o efectuează cama:

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

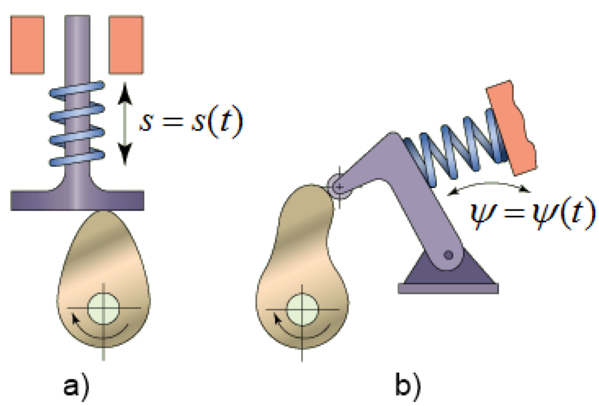

Fig.5 Mecanism cu camă a) cu tachet în translație
b) cu tachet oscilant

Se notează cu

$s = s(t)$ legea de mișcare liniară pentru un tachet în translație (Fig.5a)

$\psi = \psi(t)$ legea de mișcare unghiulară pentru un tachet în oscilație (Fig. 5b)

$f = f(t)$ legea de mișcare generalizată, se transformă în $s = s(t)$ sau $\psi = \psi(t)$ după caz

Se definesc următoarele:

Cursa tachetului – spațiul străbătut (unghiul măturat) de tachet între cele două poziții extreme

Cursa directă – cursa efectuată sub acțiunea camei

Cursa inversă – cursa consumată sub actiunea inversă a arcului (sau a altui dispozitiv de aducere) astfel încât tachetul să rămână în contact cu cama

Cursa de lucru – cursa în decursul căreia se efectuează un lucru mecanic util.

Cursa în gol – cursa pe care o face tachetul pentru a ajunge într-o poziție determinată.

Pentru cursele de lucru legea de mișcare nu se alege ci se impune de către procesul de lucru realizat de mașina în cadrul căreia se include mecanismul.
La cursele în gol unde ne interesează deplasarea între două puncte extreme alegerea legii de mișcare se face pe baza unor criterii cum ar fi timp de revenire minim, acceleratie constantă, acceleratie minimă etc

Categorii de Legi de miscare

Alegerea propriuzisă a legii de mișcare se face presupunând o anumită variație a acesteia - $f(t)$ și a derivatelor sale:

$$\frac{d^n s}{dt^n} = f(t) \qquad\qquad s = \int_1\int_2 ...\int_n f(t)dt$$

Există 3 categorii de funcții pentru legea de mișcare:

1. $f(t)$ - funcție polinomială
2. $f(t)$ - funcție armonică – trigonometrică
3. $f(t)$ - funcție mixtă

1. Lege de mișcare polinomială

a) Lege de mișcare cu viteză constantă pe întreaga perioadă de urcare/coborâre

Pentru cazul unui mecanism cu camă și tachet în translație se scriu relațiile:

$v = c_1$ - unde c_1 este valoarea (constantă $c_1 = v_1$) a vitezei

dar $\quad v = \dfrac{ds}{dt}$

rezultă $\quad \dfrac{ds}{dt} = c_1$, de unde $\quad ds = c_1 dt \qquad (1)$

Dacă se integrează ecuația diferențială (1) și se obține:

$$\int ds = \int c_1 dt \qquad (2)$$

adică $\quad s = c_1 t + c_2 \qquad (3)$

funcția generală a spațiului în funcție de timp pentru mișcarea tachetului.

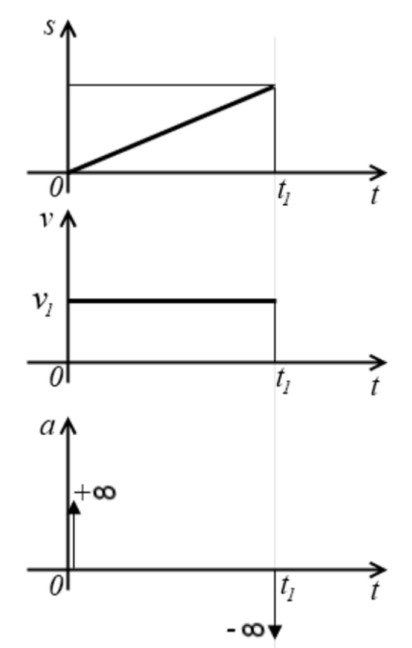

Fig.6 Legea de mișcare cu viteză constantă

Pentru a obține funcția particulară a spațiului, se impun unele condiții asupra funcției generale, anume timpul și spațiul de start și de oprire. Astfel, din diagrama t-s, Fig.6 se observă că la

$t = 0$, $s = 0 \qquad (4)$

$t = t_1$, $s = h$ unde h este cursa tachetului $\qquad (5)$

cu alte cuvinte, la începutul mișcării, cursa este 0, iar la sfârșitul mișcării cursa este h.
Înlocuind în relația (3) datele din (4) și (5) se obține

$$0 = c_1 0 + c_2 \Rightarrow c_2 = 0$$

și $\qquad h = c_1 t_1 + c_2 \Rightarrow h = c_1 t_1 \Rightarrow c_1 = \dfrac{h}{t_1} = v$

Faptul că, la începutul mișcării se trece de la viteză 0 la viteză v,în mod instantaneu, înseamnă apariția unei accelerații infinit de mari (Fig6 diagrama t-a), accelerație care dacă se introduce în formula pentru forța de inerție

$$F_i = -ma$$

conduce la o forță de inerție infinit de mare și ulterior la vibrații, care conduc la distrugerea profilului camei odată cu utilizarea acesteia

În mod analog, la sfârșitul mișcării, se trece de la viteză v la viteză 0, în mod instantaneu, fapt ce conduce la apariția une accelerații infinit de mari (lucru ce conduce la întreruperea contactului dintre tachet și camă, tachetul revenind sub acțiunea forței de revenire – elastice, gravitationale etc), fapt ce conduce la deteliorarea profilului camei.

Există legi de mișcare mai sofisticate, care limitează apariția accelerațiilor infinite pe perioada de funcționare a mecanismului cu camă și prelungesc durata de viață a unui mecanism cu camă. Cu toate acestea, legea de mișcare cu viteză constantă se poate utiliza dacă se realizează o porțiune de racordare a profilului, limitându-se astfel valoarea accelerației de început și sfârșit de mișcare.

b) Lege de mișcare cu accelerație constantă (Lege de mișcare parabolică)

Având în vedere că o fază de mișcare (urcare sau coborâre) este limitată de porțiuni de staționare (accelerație zero) legea de mișcare pe zona respectivă trebuie să fie compusă din două etape, prima cu accelerație constantă pe durata t_{11} și cea de-a doua cu decerelație constantă pe durata t_{12} iar $t_{11} + t_{12} = t_1$

După cum se observă și din diagrama t-v din Fig.7 tachetul are

viteza v=0 la momentul t=0 și

viteza v=0 la momentul t=t_1

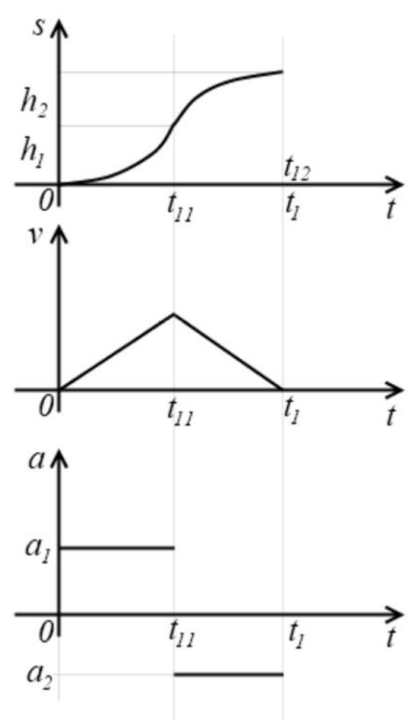

Fig. 7 Lege de mișcare cu accelerație constantă

Se scrie relația

$$a = c_1 \tag{6}$$

din care, prin integrare rezultă:

$$v = c_1 t + c_2 \tag{7}$$

$$s = \frac{1}{2} c_1 t^2 + c_2 t + c_3 \tag{8}$$

funcțiile generale ale mișcării.

Se impun condiții asupra mișcării pe prima etapă ($0 \to t_{11}$)

- la $t = 0$, $s = 0$ și înlocuind în (8) rezultă $c_3 = 0$
- la $t = 0$, $v = 0$ și înlocuind în (7) rezultă $c_2 = 0$
- la $t = 0$, $a = a_1$ și înlocuind în (6) rezultă $c_1 = a_1$

Se notează cu $\gamma = \dfrac{a_1}{|a_2|}$, raportul accelerațiilor în ideea că nu este necesar ca acestea să aibă valori egale, doar să fie constante (dacă $\gamma = 1$ atunci $a_1 = a_2$)

Se impune condiția ca viteza atinsă la terminarea etapei de accelerare să fie aceeași cu viteza de unde începe decelerarea $v_{11} = v_{12}$

$$\left.\begin{array}{l} v_{11} = a_1 t_{11} \\ v_{12} = a_2 t_{12} \end{array}\right\} \Rightarrow a_1 t_{11} = a_2 t_{12} \Rightarrow \frac{t_{11}}{t_{12}} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{1}{\gamma} \Rightarrow t_{12} = \gamma t_{11}$$

dar $t_{11} + t_{12} = t_1 \Rightarrow t_{11} + \gamma t_{11} = t_1 \Leftrightarrow t_{11}(1+\gamma) = t_1 \Leftrightarrow t_{11} = \dfrac{t_1}{1+\gamma}$ și $t_{12} = \dfrac{\gamma t_1}{1+\gamma}$

Se scriu legile spațiului pentru cele două etape:

$$\left.\begin{array}{l} h_1 = \dfrac{1}{2} a_1 t_{11}^2 \\ h_2 = \dfrac{1}{2} a_2 t_{12}^2 \end{array}\right\} \Rightarrow \frac{h_1}{h_2} = \frac{a_1}{a_2}\left(\frac{t_{11}}{t_{12}}\right)^2 = \frac{\gamma}{\gamma^2} = \frac{1}{\gamma} \Rightarrow h_2 = \gamma h_1$$

dar $h_1 + h_2 = h \Rightarrow h_1 + \gamma h_1 = h \Leftrightarrow h_1(1+\gamma) = h \Leftrightarrow h_1 = \dfrac{h}{1+\gamma}$ și $h_2 = \dfrac{\gamma h}{1+\gamma}$

Se pot scrie astfel expresiile celor două accelerații care compun faza de mișcare (urcare sau coborâre)

$$a_1 = \frac{h_1}{t_{11}^2} = \frac{h}{1+\gamma}\frac{(1+\gamma)^2}{t_1^2} \Leftrightarrow a_1 = \frac{h(1+\gamma)}{t_1^2} \tag{9}$$

$$a_2 = \frac{h_2}{t_{12}^2} = \frac{\gamma h}{1+\gamma}\frac{(1+\gamma)^2}{\gamma^2 t_1^2} \Leftrightarrow a_2 = \frac{h(1+\gamma)}{\gamma t_1^2} \tag{10}$$

Folosind relațiile (9) și (10) se pot impune accelerațiile specificând cei trei parametri:

h - cursa tachetului

t_1 - timpul alocat zonei de mișcare (urcare/coborâre)

γ - coeficientul de împărțire al celor două etape (accelerare/decelerare)

Folosind aceste date, legea spațiului devine:

$$\begin{cases} s = \dfrac{1}{2}\dfrac{h(1+\gamma)}{t_1^2} t^2, t \in (0, t_{11}) \\ s = \dfrac{1}{2}\dfrac{h(1+\gamma)}{\gamma t_1^2} t^2, t \in (0, t_{12}) \end{cases}$$

c) Lege de mișcare polinomială de gradul 5 (Polinomiala 3-4-5)

Legea spațiului este o ecuație polinomială de gradul 5, legea vitezei și a accelerației se obțin prin derivarea acesteia:

$$s = c_5 t^5 + c_4 t^4 + c_3 t^3 + c_2 t^2 + c_1 t + c_0$$
$$v = 5c_5 t^4 + 4c_4 t^3 + 3c_3 t^2 + 2c_2 t + c_1$$
$$a = 20c_4 t^3 + 12c_4 t^2 + 6c_3 t + 2c_2$$

Se impun unele condițile de inițializare:

la $t=0$, $s=0$, $v=0$ și $a=0$ rezultă $c_0=c_1=c_2=0$

la $t=t_1$, $s=h$, $v=0$ și $a=0$ rezultă $c_3=10\frac{h}{t_1^3}$, $c_4=-15\frac{h}{t_1^4}$, $c_5=6\frac{h}{t_1^5}$

Rezultă astfel legea spațiului având coeficienții determinați

$s=6\frac{h}{t_1^5}t^5+-15\frac{h}{t_1^4}t^4+10\frac{h}{t_1^3}t^3$ unde parametrul $t\in(0,t_1)$

2. Lege de mișcare armonică

a) Lege de mișcare cosinusoidală

În acest caz accelerația are forma:

$$a=c_1\cos(c_2\omega t) \tag{11}$$

iar prin integrare se obține:

$$v=\frac{c_1}{c_2\omega}\sin(c_2\omega t)+c_3 \tag{12}$$

$$s=-\frac{c_1}{(c_2\omega)^2}\cos(c_2\omega t)+c_3t+c_4 \tag{13}$$

Pentru determinarea coeficienților c_i (i=1..4) se impun condițiile inițiale:

la $t=0$, $v=0$ și înlocuind în (12) rezultă $c_3=0$

la $t=0$, $s=0$ și înlocuind în (13) rezultă

$$c_4=\frac{c_1}{(c_2\omega)^2} \tag{14}$$

la $t=\frac{t_1}{2}$, $a=0$ și înlocuind în (11) rezultă

$c_1\cos(c_2\omega\frac{t_1}{2})=0$ dar $c_1\neq 0 \Rightarrow$

$\cos(c_2\omega\frac{t_1}{2})=0\Rightarrow$

$\arccos\left(\cos(c_2\omega\frac{t_1}{2})\right)=\arccos(0)\Rightarrow$

$c_2\omega\frac{t_1}{2}=\frac{\pi}{2}\Rightarrow c_2=\frac{\pi}{\omega t_1}$

la $t=t_1$, $s=h$ și înlocuind în (13) relația (14) rezultă

$$h=-c_4\cos\frac{\pi}{\omega t_1}\omega t_1+c_4$$

de unde $h=2c_4 \quad\Rightarrow\quad c_4=\frac{h}{2}$

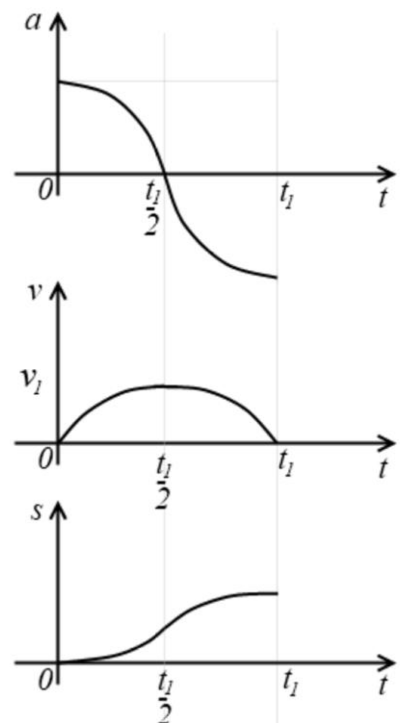

Fig. 8 Lege de mișcare cosinusoidală

Din (14) rezultă $c_1 = c_4 (c_2 \omega)^2 \Rightarrow c_1 = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi}{\omega t_1}\omega\right)^2 \Rightarrow c_1 = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi}{t_1}\right)^2$

Înlocuind coeficienții în legile de mișcare rezultă:

$$a = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi}{t_1}\right)^2 \cos\left(\frac{\pi}{t_1}t\right)$$

$$v = \frac{h}{2}\left(\frac{\pi}{t_1}\right)\sin\left(\frac{\pi}{t_1}t\right)$$

$$s = \frac{h}{2}\left(1 - \cos\frac{\pi}{t_1}t\right)$$

b) Lege de mișcare sinusoidală (Besthorn)

În acest caz accelerația are forma:

$$a = c_1 \sin(c_2 \omega t) \qquad (15)$$

iar prin integrare se obține:

$$v = -\frac{c_1}{c_2 \omega}\cos(c_2 \omega t) + c_3 \qquad (16)$$

$$s = -\frac{c_1}{(c_2 \omega)^2}\sin(c_2 \omega t) + c_3 t + c_4 \qquad (17)$$

la $t = 0$, $v = 0$ și înlocuind în (16) rezultă $c_3 = \frac{c_1}{c_2 \omega}$

la $t = 0$, $s = 0$ și înlocuind în (17) rezultă $c_4 = 0$

la $t = \frac{t_1}{2}$, $a = 0$ și înlocuind în (15) rezultă

$$c_2 \omega \frac{t_1}{2} = \pi \Rightarrow c_2 = \frac{2\pi}{\omega t_1}$$

$$c_1 = \frac{2\pi}{t_1^2}h$$

$$c_3 = \frac{h}{t_1}$$

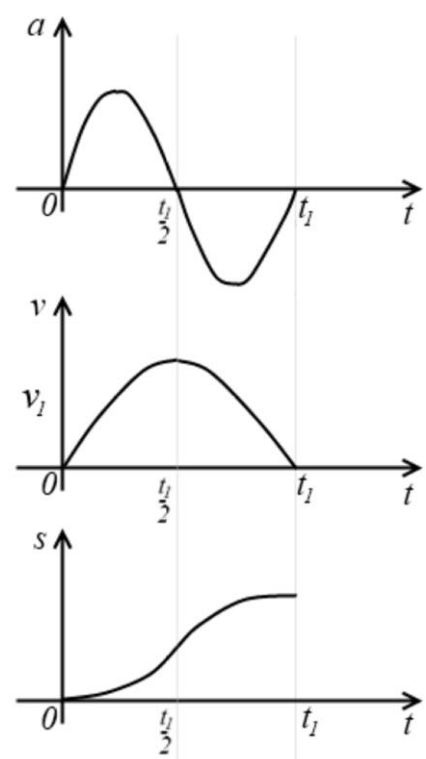

Fig. 8 Lege de mișcare sinusoidală

Înlocuind coeficienții în legile de mișcare rezultă:

$$a = \frac{2\pi}{t_1^2}h\sin\left(\frac{2\pi}{t_1}t\right)$$

$$v = \frac{h}{t_1}\left(1 - \cos\left(\frac{2\pi}{t_1}t\right)\right)$$

$$s = h\left(\frac{1}{t_1}t - \frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{t_1}t\right)$$

Tabel comparativ între legile de mișcare

	Lege de mișcare cu viteză constantă	**Lege de mișcare cu accelerație constantă**	**Lege de mișcare cu acceletație cosinusoidală**	**Lege de mișcare cu acceletație sinusoidală**
Șocuri	2 șocuri dure	3 șocuri moi	2 șocuri moi	0 șocuri
$v_{\max}$	$\frac{h}{t_1}$	$\frac{2h}{t_1}$	$\frac{\pi h}{2t_1}$	$\frac{2h}{t_1}$
$a_{\max}$	$\pm\infty$	$\frac{2h}{t_1^2}(1+\gamma)$	$\frac{\pi^2}{2}\frac{h}{t_1^2}$	$\frac{2\pi}{t_1^2}h$

3. Determinarea gabaritului camelor

Stabilirea gabaritului pentru came plane cu tachet in miscare de translatie si oscilatie

Prin gabaritul camei se înțelege spațiul pe care îl ocupă cama în funcționarea sa. Așa cum rezultă din Fig. 9, gabaritul camei este cu atât mai mic cu cât raza cercului de bază R_b este mai mică, la o aceeași cursă a tachetului h

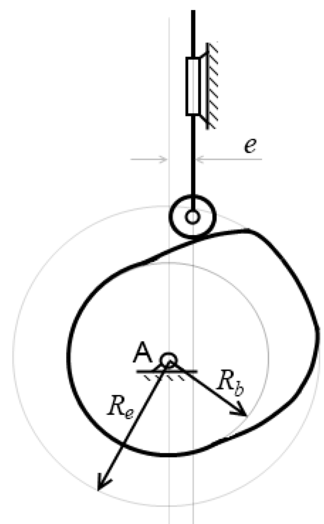

Fig.9 Camă în rotație și tachet în translație

După cum rezultă din Fig.9, cilindrul de rază R_e determină gabaritul camei.

$$h = R_e - R_b$$

de unde

$$R_e = R_b + h$$

deci putem concluziona că gabaritul camei depinde de raza de bază și de cursa tachetului. Raza de bază trebuie aleasă astfel încât să fie mai mare decât raza arborelui pe care se montează cama, dar trebuie să se țină cont și de mărimea unghiului de presiune (între camă și tachet) pentru a evita blocarea mecanismului.

Se consideră mecanismul cu camă și tachet oscilant din Fig.10. În vederea stabilirii razei minime a cercului de bază pentru care condiția ca unghiul de presiune să fie mai mic decât unghiul de presiune critic:

$$\alpha < \alpha_{cr}$$

este satisfăcută se procedează astfel: se trasează poligonul vitezelor rabătute (rotite cu 90°) în sensul lui ω, cu polul ales chiar în punctul B conform ecuației:

$$\overline{v_B} = \overline{v_{B_1}} + \overline{v_{BB_1}}$$

unde $\overline{v_B} = \overline{\omega_2} \times \overline{l_{CB}}$ este viteza punctului B al tachetului, care rabătută are direcția perpendiculară pe direcția de translație

$\overline{v_{B_1}} = \overline{\omega_1} \times \overline{l_{AB_1}} = \omega_1 \cdot AB \cdot k_s$ este viteza punctului B_1 aparținând camei și rabătută are direcția razei vectoare r

$\overline{v_{BB_1}}$ este viteza relativă care rabătută este paralelă cu normala n-n

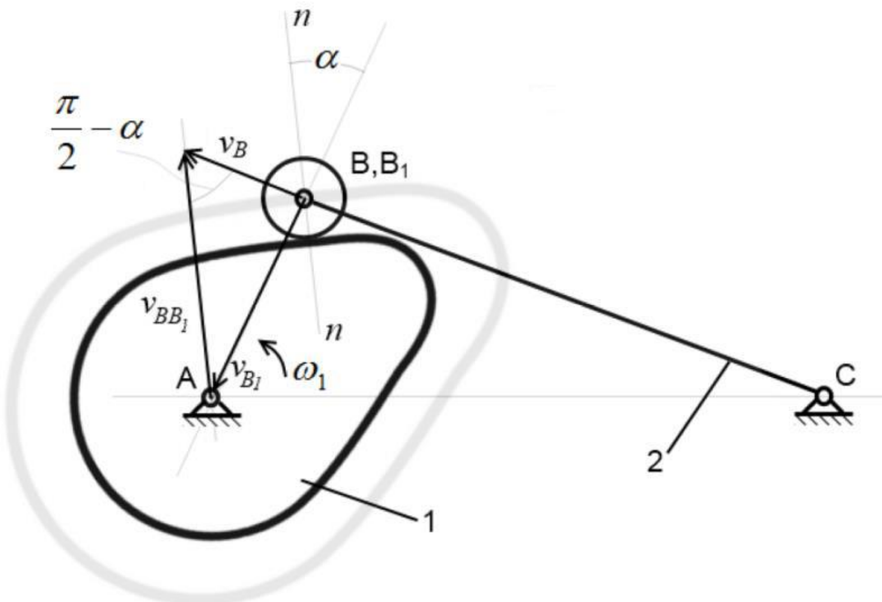

Fig. 10 Determinarea razei minime a camelor cu tachet oscilant. Reprezentare cu viteze rabatute cu 90* in sensul vitezei unghiulare a camei

Alegând segmentul reprezentativ al vitezei punctului B_1 chiar segmentul BA rezultă că scara vitezelor este:

$$k_v = \frac{v_{B1}}{AB} = \frac{\omega_1 \cdot AB \cdot k_s}{AB} = \omega_1 \cdot k_s$$

Se observă că dreapta care unește vârful vectorului viteză rabătută $\overline{v_{BB_1}}$ cu centrul camei formează cu direcția CB complementul unghiului de presiune $\mu = \frac{\pi}{2} - \alpha$ numit și unghi de transmitere.

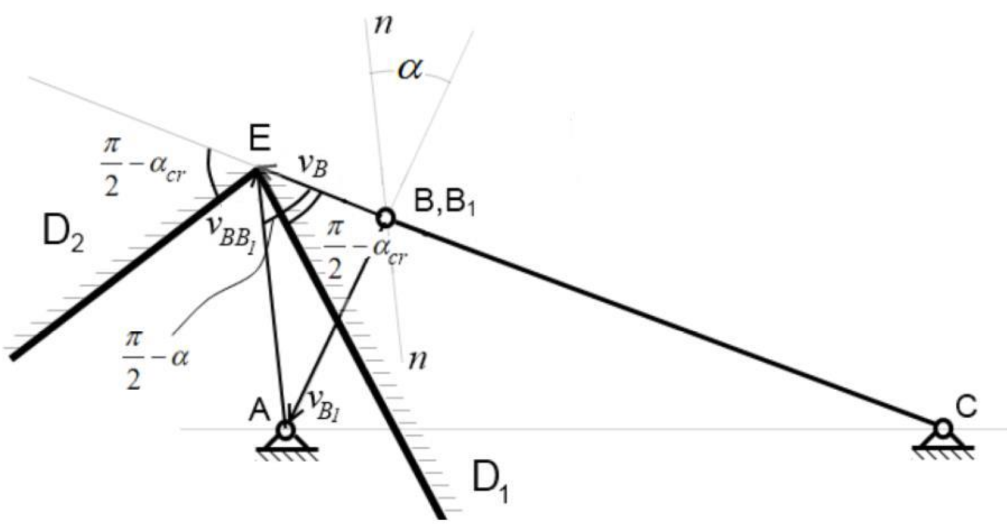

Fig.11 Construirea zonelor pentru delimitarea locului acceptabil al centrului camei

Pentru poziția prezentată în Fig.11 (derivată din Fig.10), se presupune că $\alpha < \alpha_{cr}$, deci este satisfăcută condiția de funcționare a mecanismului, poziția punctului A (centrul camei) fiind corespunzătoare. Dacă se trece la limită, atunci $\alpha = \alpha_{cr}$ și rezultă cele două linii de separare ED_1 și ED_2 pe care se poate afla punctul A Dacă $\alpha > \alpha_{cr}$ poziția punctului A va fi în zona de blocare (deasupra liniilor ED_1 și ED_2), mecanismul nemai putând funcționa.

Această condiție trebuie satisfăcută în orice poziție pe care ia mecanismul, rezultând astfel hodograful vitezelor reduse rabătute la scara

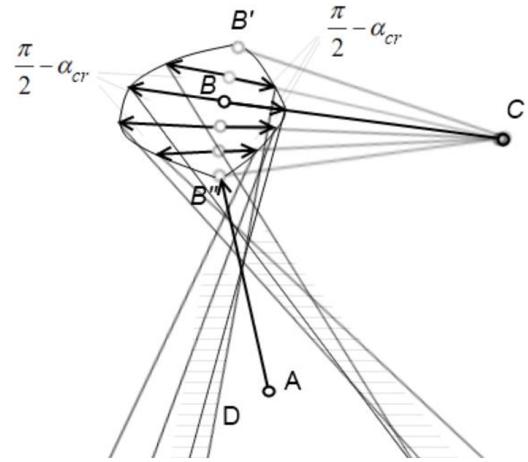

Fig.12 Hodograful vitezelor reduse rabătute la scara pentru tachet în oscilație

În Fig.12 sunt construite câteva poziții ale tachetului oscilant, pentru care se reprezintă vectorul viteză $\overline{v_{BB_1}}$, iar prin vârful fiecărui vector se trasează o dreaptă la unghiul $\mu = \frac{\pi}{2} - \alpha_{cr}$. Aceste drepte delimitează domeniul D în care se poate amplasa centrul camei A fără ca să existe pericolul blocării mecanismului.

Fiind o metodă grafo-analitică există relația:

$$k_s AB'' = R_b + r\,,$$

unde k_s este scara de reprezentare a spațiului, AB'' - lungimea segmentului, R_b - raza de bază a camei, r - raza rolei tachetului

Dacă punctul $C \to \infty$, traiectoria punctului B va degenera într-o dreaptă, tachetul executând o mișcare de translație. În acest caz, hodograful se va reprezenta ca în Fig. 13

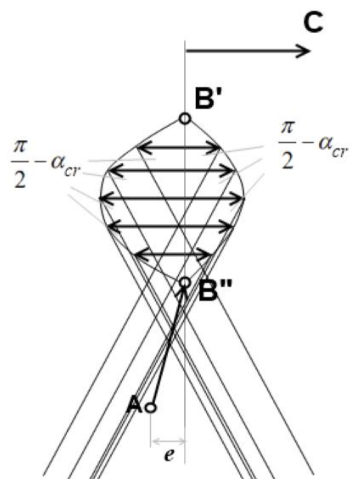

Fig.13 Hodograful vitezelor reduse rabătute la scara pentru tachet în translație

Lungimea segmentului B'B" este cursa, iar direcția dreptei B'B" este direcția de translație a tachetului. Se notează cu e (excentricitate) distanța dintre direcția de translație a tachetului și poziția cuplei de rotație a camei.

Determinarea gabaritului camelor plane în mișcare de translație

Fie mecanismul cu camă în mișcare de translație și tachet în mișcare de translație din Fig 14. Pentru acesta se dorește determinarea lungimii l a camei astfel încât să nu se depășească valoarea maximă admisibilă pentru unghiul de presiune α și în același timp să se realizeze și cursa tachetului.

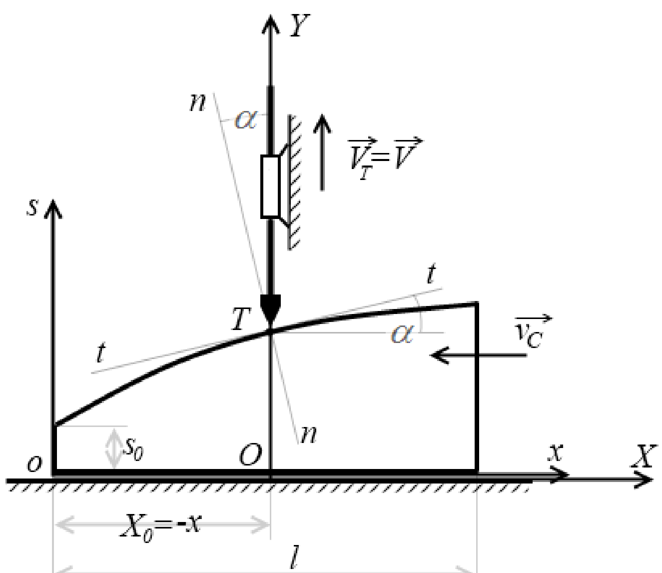

Fig. 14 Determinarea lungimii minime a camei în mișcare de translație

Se consideră sistemele de coordonate xos fixat de camă și XOY legat de elementul fix, între acestea existând legătura:

$X_0 = -x$ și (18)

$Y = s_0 + s$ unde s_0 este înălțimea de start a camei (19)

$s = s(x)$ funcția care descrie profilul camei

Pentru cursa de ridicare, viteza camei, presupusă constantă, este:

$$v_c = \frac{dX_0}{dt} = -\frac{dx}{dt} = -\frac{l}{t_1} \tag{20}$$

cu alte cuvinte, viteza momentană a camei în XOY este egală si de semn schimbat cu viteza momentană a camei în xos și este egală cu viteza medie a camei în elementul XOY. Se notează cu t_1 timpul de urcare. Viteza tachetului se poate exprima sub forma:

$$v = v_T = \frac{dY}{dt} = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{dx}\frac{dx}{dt} = -v_c tg\alpha \tag{21}$$

unde $\frac{ds}{dx} = tg\alpha$ - panta curbei de profil în punctul de contact T

Dacă relația (19) se derivează rezultă:

$$\frac{dY}{dt} = \frac{d(s+s_0)}{dt} = \frac{ds}{dt} = v$$

Relațiile (20) și (21) sunt restricționate de condiția $\alpha < \alpha_{cr}$ rezultă unghiul de presiune maxim pentru cursa de ridicare:

$$tg\alpha_{\max} = \frac{v_{\max}}{-v_c} = \frac{v_{\max}}{\frac{l}{t_1}} < tg\alpha_{cr}$$

din această expresie rezultă lungimea minimă teoretic necesară pentru evitarea fenomenului de autoblocare

$$l \geq l_{\min} = \frac{v_{\max}}{tg\alpha_{cr}} t_1 \tag{22}$$

Determinarea gabaritelor minime ale camelor spațiale

Prin desfășurarea unei came cilindrice de tipul celei din Fig.15 se obține o camă plană în mișcare de translație, cu viteza egală cu viteza periferică de rotație a cilindrului:

$v_c = \omega R$, unde ω este viteza unghiulară
R este raza cilindrului

iar lungimea aferentă porțiunii de urcare/coborâre va fi:

$l = \varphi_i R$ unde φ_i este unghiul de ridicare/coborâre

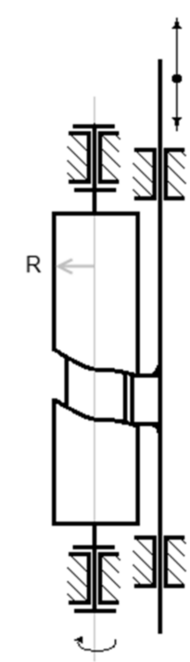

Fig. 15 Camă cilindrică

Înlocuind relația lungimii în relația (22) rezultă:

$$\varphi_1 R = \frac{v_{\max}}{tg\alpha_{cr}} t_1 \text{ sau } R = \frac{v_{\max}}{tg\alpha_{cr}} \frac{t_1}{\varphi_1}$$

4. Trasarea profilului camelor plane

După determinarea razei de bază, pasul următor în sinteza unui mecanism cu camă este determinarea profilului pentru ca, în final, aceasta să poată fi produsă. Definirea profilului se face pornind de la legea de mișcare a tachetului și cunoscând tipul mecanismului, starea de mișcare a camei și zona de contact a tachetului. Determinarea profilului camei se poate face grafic sau analitic.

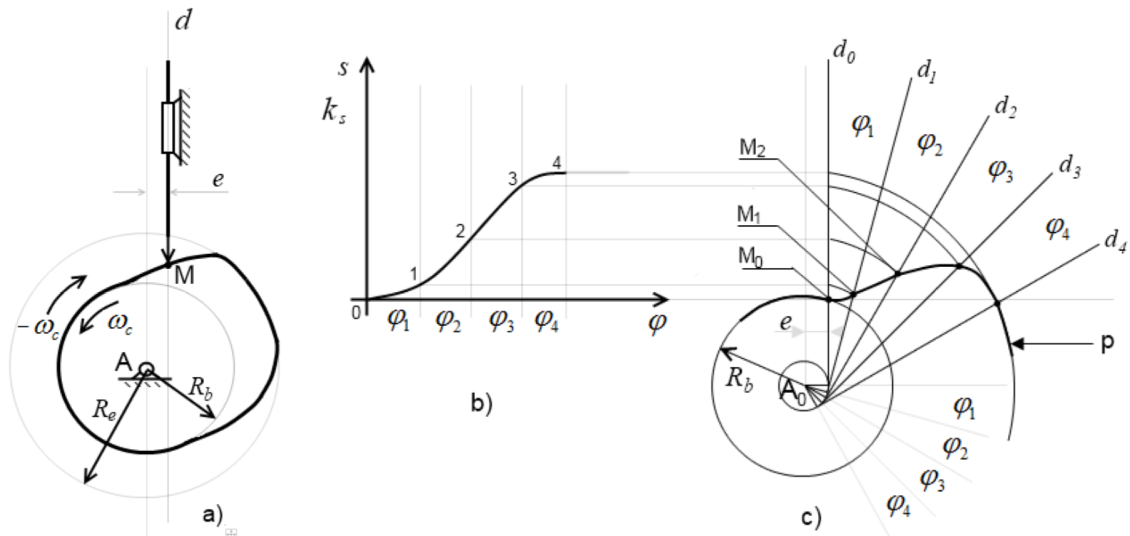

Fig.16 Trasarea profilului unei came plane rotative cu tachet în translație

Mecanismul este de tipul celui prezentat în Fig. 16a, iar legea de mișcare (pentru simplificare s-a ales doar porțiunea de urcare) este dată prin diagrama $s = s(\varphi)$ din Fig.16b. Se presupune că viteza unghiulară a camei ω_c este constantă și are sensul din figură.

Se alege în planul tachetului un punct de referință denumit punctul caracteristic al tachetului, în cazul nostru vârful tachetului notat M

Pentru trasarea profilului p al camei se imprimă întregului mecanism o viteză unghiulară $-\omega_c$ în jurul centrului camei, aceasta devine fixă iar tachetul execută o mișcare în jurul camei cu viteza unghiulară $-\omega_c$ cuplată cu mișcarea sa de translație după direcția d (tangentă la cercul de centru A_0 și rază e numit cerc de excentricitate) Fig.16c

Faza următoare este poziționarea centrului camei A_0 pe foaie, după care se trasează cercul de bază a cărui rază este R_b și cercul de excentricitate e.

Se trasează direcția de translație d_0 (din Fig.16c) aceasta corespunde direcției de translație d (din Fig.16a)

Se determină poziția punctului M_0 astfel încât acesta să se afle la intersecția dreptei d_0 cu cercul de bază. Prin acest punct se trasează direcția $O\varphi$ (orizontală) a sistemului cartezian φOs. Punctul M_0 corespunde poziția 0 în mișcarea punctului caracteristic M al tachetului după legea de mișcare din Fig.16c.

Zona de urcare (sau coborâre, după caz) a legii de mișcare – Fig. 16b este împărțită în mai multe intervale egale φ_i, 4 în cazul de față iar fiecare punct trebuie transpus pe camă – Fig.16c. Pentru aceasta se trasează dreptele d_i la unghiurile φ_i, tangente la cercul de excentricitate. Prin punctele i de pe legea de mișcare – Fig.16b se duc paralele la $O\varphi$, acestea intersectează d_0 după care sunt rotite după un arc

de cerc cu centrul în A_0 până se intersectează cu d_i rezultând astfel punctele M_i care descriu profilul camei.
Pentru cazul particular când excentricitatea este zero (e=0), directia d de translație a tachetului va trece prin centrul camei iar, în consecință, si dreptele d_i vor trece prin acest punct.

Trasarea profilului camelor plane în mișcare de rotație cu tachet oscilant

Se consideră mecanismul din Fig 17b (asemănător cu cel din Fig.10) pentru care se cunosc: lungimea tachetului l, distanța a dintre centrul de rotație A al camei și cel de oscilație B al tachetului precum și legea de mișcare a tachetului $\psi = \psi(\varphi)$ - Fig.17a

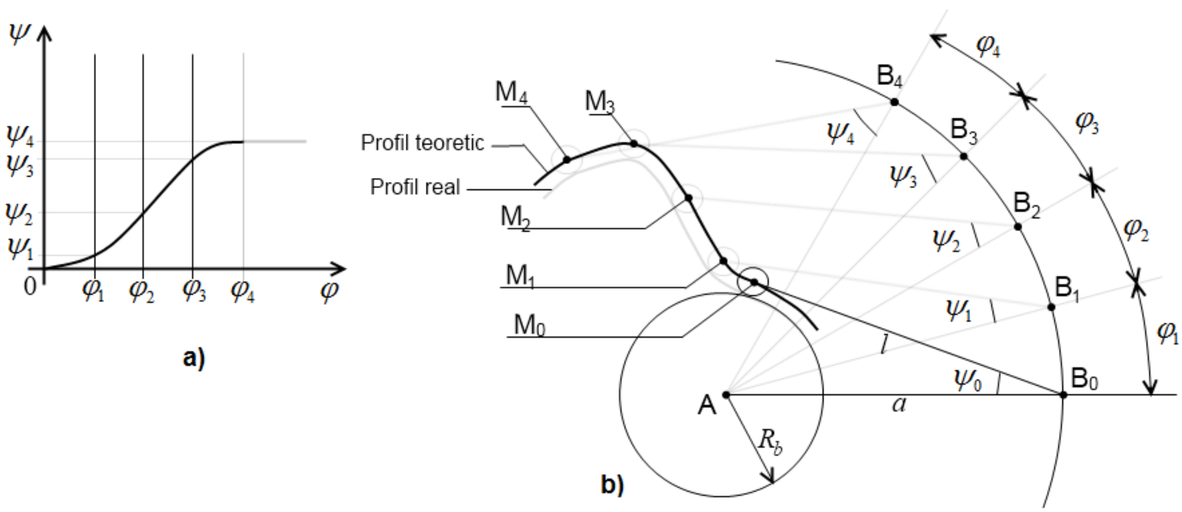

Fig.17 Trasarea profilului unei came plane rotative cu tachet oscilant

După ce s-a determinat raza de bază a camei, se poziționează centrul camei A, cel al tachetului B și se intersectează cercul de bază cu un arc de cerc cu centrul în B și rază egală cu lungimea l a tachetului, rezultă astfel punctul M_0. Unghiul AB_0M_0 notat ψ_0 marchează poziția inferioară a tachetului de la care va începe mișcarea acestuia.
Pentru simplificarea desenului se consideră doar una dintre faze (urcare/coborâre) care va fi împărțită în mai multe intervale egale (4 în cazul de față). Prin imprimarea mișcării inverse (cu $-\omega_c$) punctul B se va deplasa pe un cerc cu centrul în A și rază $a = AB$. La momentul 1 punctul B se va afla la poziția 1 iar tachetul va forma unghiul $\psi_0 + \psi_1$ cu linia centrelor, ψ_1 fiind citit din diagrama de mișcare Fig 17b. Luând pe direcția tachetului astfel stabilită lungimea l se obține un punct (M_1) al profilului teoretic al camei. Pentru momentele 2, 3 ... se procedează în mod identic rezultând profilul teoretic al camei format din mai multe puncte de tip M_0, M_1, M_2, M_3, M_4.