CUPRINS

Tema nr. 1 – MECANISME CU BARE

Enunțul temei

Să se efectueze analiza structurală cinematică şi cinetostatică a mecanismului manivelă – piston (bielă – manivelă) din construcția unui motor cu ardere internă cu aprindere prin scânteie (M A S) în patru timpi.

Se vor folosi datele numerice din tabelul 1.1

Tabelul 1.1

Denumire	Simbol	Um	Valoare
Diametrul cilindrului	D	[mm]	82,5
Lungimea bielei	l	[mm]	256
Unghiul de presiune maxim	θ_{max}	[^{0}]	12,2
Turația arborelui cotit	n	[rot/min]	4000

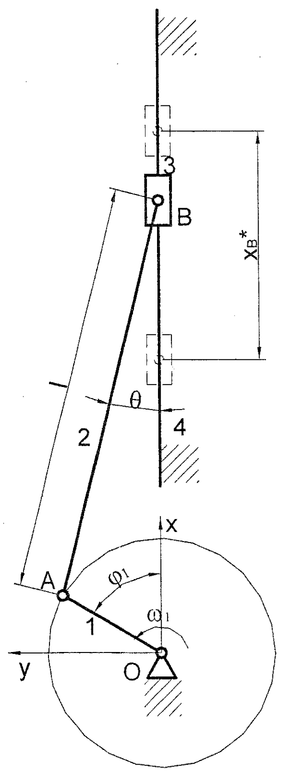


Fig.1.1

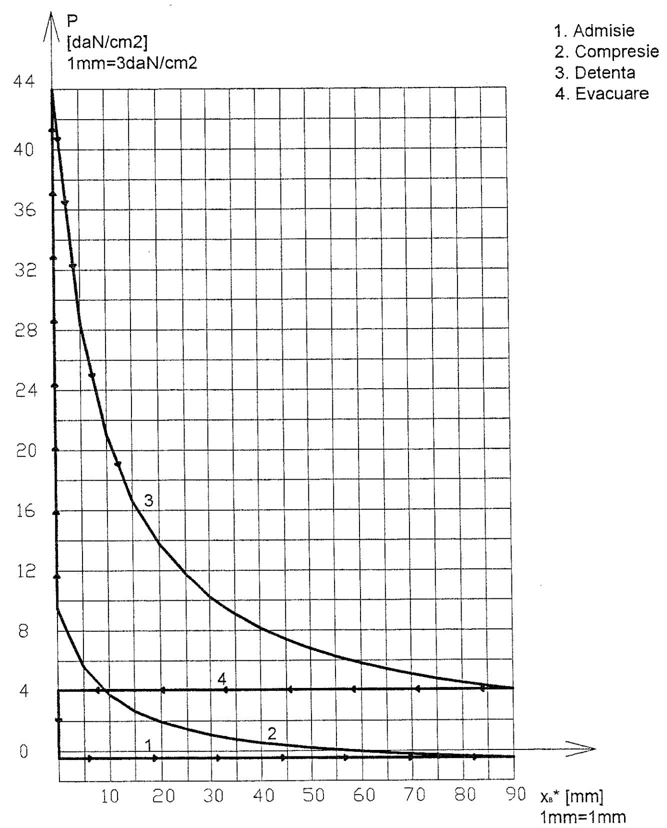


Fig.1.2

Cerințe de lucru

1.1 Analiza structurală a mecanismului

1.1.1 Identificarea cuplelor şi elementelor cinematice

1.1.2 Familia mecanismului

1.1.3 Calculul gradului de mobilitate

1.1.4 Descompunerea mecanismului în grupe structurale

1.2 Sinteza dimensională a mecanismului. Determinarea elementelor geometrice necunoscute (OA)

1.3 Analiza cinematică a mecanismului

1.3.1 Metoda analitică

1.3.2 Metoda grafoanalitică

1.4 Analiza cinetostatică

1.4.1 Forțe care acționează în mecanism

1.4.2 Metoda analitică

1.4.3 Metoda grafică

1.1 ANALIZA STRUCTURALĂ A MECANISMULUI

1.1.1 Identificarea cuplelor şi elementelor cinematice.

Noţiuni fundamentale

Element cinematic – corp solid constituit dintr-o piesa mecanică sau din mai multe piese îmbinate rigid între ele.

Cupla cinematică – este legătura mobilă dintre două elemente cinematice, formată prin contact direct între suprafeţele lor.

Gradul de mobilitate al cuplei - este dat de numărul de parametrii independenţi care determină complet poziţia relativa a unui element în raport cu celalalt sau , altfel spus, numărul de mişcări elementare posibile.

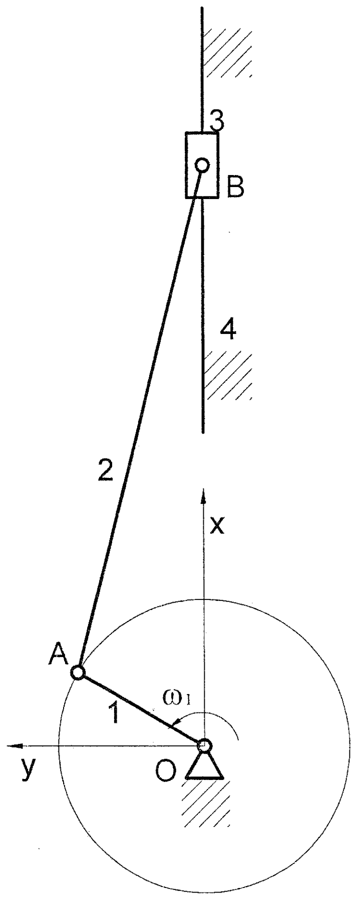
Gradul de restricitvitate – reprezintă numărul de mişcări elementare care nu se pot executa.

$m+k=6$ unde m- grad de mobilitate, k grad de restrictivitate.

Clasa cuplei - este egală cu numărul gradul de restrictivitate.

Clasificarea cuplelor cinematice:

- după modul de realizare al contactului:
  - inferioare sau conjugate – contact după o suprafaţă;
  - superioare sau necongruente – contact punctual sau liniar.
- după mişcarea relativa a elementelor
  - plane – mişcarea are loc în plan;
  - spaţiale – mişcarea are loc în spaţiu
- după construcţie:
  - închise – legăturile împiedica deplasările în ambele sensuri – contact bilateral
  - deschise – sunt împiedicate deplasările doar intr-un sens prin contact unilateral.



1 – manivelă
2 – bielă
3 – piston
4 – batiu (element fix)
Numărul de elemente n=4
Număr de cuple c_5 = 4 (O,A,B,B')

1.1.2 Familia mecanismului f

Noțiuni fundamentale

Familia mecanismului este un criteriu de clasificare important pentru analiza comportării cinematice şi statice a acestuia şi este definită prin numărul de mişcări elementare ale elementelor mobile raportate la un sistem de referință fix, solidar (batiu) care nu pot fi executate de nici un element al mecanismului.

Tabelul 1.1.1

	v_x	v_y	V_z	ω_x	ω_y	ω_z
1	-	-	-	-	-	+
2	+	+	-	-	-	+
3	+	-	-	-	-	-
4	-	-	-	-	-	-
f			*	*	*	

Fig.1.1.1

Prin analiza tabelului 1.1.1 în care sunt indicate mişcările permise ale fiecărui element, constatăm că nr. de restricții comune este în număr de 3 (ω_x, ω_y, v_z), adică nici un element al mecanismului nu poate executa aceste mişcări de unde rezultă familia mecanismului :

f =3

1.1.3 Calculul gradului de mobilitate M

Prin transformarea unui lanț cinematic intr-un mecanism – adoptarea unui element fix – numărul de elemente mobile este n-1. Gradul de moblilтate M se calculează cu formula:

$$M = 6 \cdot (n-1) - \sum_{1}^{5} k \cdot c_k \text{ ,}$$

formula valabila dacă ecuațiile sunt independente, sau:

$$M = 6 \cdot (n-1) - \left(\sum_{1}^{5} k \cdot c_k - k_{pg} \right) \text{, unde}$$

M – gradul de mobilitate, n – numărul de elemente, c_k – numărul de cuple de clasa k, unde k=1..5, k_{pg} – numărul de legaturi pasive globale.

În cazul mecanismelor de familie f=3, deoarece nu pot conține decât cuple de clasa 4 sau 5, gradul de mobilitate se poate calcula cu formula:

$$M = 3(n-1) - 2c_5 - c_4 \text{,}$$

iar numărul maxim de legaturi pasive globale la mecanismele cu un singur contur este $k_{pgmax} = f = 3$

În cazul mecanismului studiat numărul de elemente este 4 iar numărul de cuple de clasa 5 este 4. Gradul de mobilitate este :

$$\boxed{M = 3(4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1}$$

1.1.4 Descompunerea mecanismului în grupe structurale

Grupa structurala este un lanț cinematic care face parte dintr-un mecanism şi are următoarele proprietăți:

1) are un număr de cuple conducătoare egal cu gradul de libertate.
2) are un număr de cuple exterioare cu care se leagă în mecanism.
3) nu se poate descompune în grupe structurale mai simple.

Gradul de libertate L se determină ca diferența dintre numărul de parametrii şi numărul de ecuații care intervin în problema pozițiilor. Având în vedere că o cuplă de clasa k generează k ecuații iar un element cinematic liber are 6 parametrii de poziție:

$$L = 6n - \sum_{1}^{5} k \cdot c_k$$

Grupele structurale, în funcție de gradul de libertate se clasifică astfel:

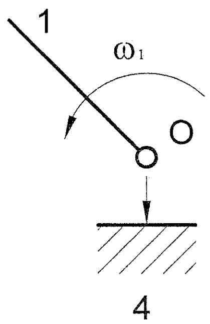
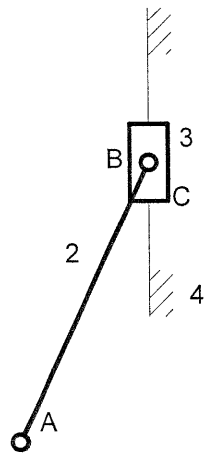
- grupe structurale Assur – L=0;
- grupe structurale conducătoare – L>0.

Clasa grupei structurale se stabileşte astfel:

- daca grupa conține contururi închise deformabile, clasa este egala cu nr. max de laturi ale acestora;
- daca grupa nu conține astfel de contururi, clasa este egala cu rangul maxim al elementelor.

Ordinul este reprezentat de numărul cuplelor exterioare.

Mecanismul manivela-piston studiat se descompune în doua grupe structurale:

<table>
<tr><th colspan="3">I</th><th colspan="3">II</th></tr>
<tr><td colspan="3">
</td><td colspan="3">
</td></tr>
<tr><td colspan="6">1. Gradul de libertate</td></tr>
<tr><td colspan="3">$L = 3n - 2c_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$
$unde \begin{cases} n = 1(elementul - 1) \\ c_5 = 1(cupla - O) \\ f = 3(mecanism - plan) \end{cases}$</td><td colspan="3">$L = 3n - 2c_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$
$unde \begin{cases} n = 2(elementele - 2{,}3) \\ c_5 = 3(cuplele - A, B, C) \\ f = 3(mecanism - plan) \end{cases}$</td></tr>
<tr><td colspan="6">2. Clasa grupei</td></tr>
<tr><td colspan="3">Cl= nr.max de elemente = 1</td><td colspan="3">Cl=nr.max de elemente = 2(2,3)</td></tr>
<tr><td colspan="6">3. Ordin</td></tr>
<tr><td colspan="3">Ordin=1(O)</td><td colspan="3">Ordin=2(A,C)</td></tr>
<tr><td colspan="6">4. Caracteristici</td></tr>
<tr><td colspan="3">Cupla de rotatie</td><td colspan="3">RRT(0/2/2)</td></tr>
<tr><td>L</td><td>Cl</td><td>ord</td><td>L</td><td>Cl</td><td>ord</td></tr>
<tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td><td>2</td><td>2</td></tr>
</table>

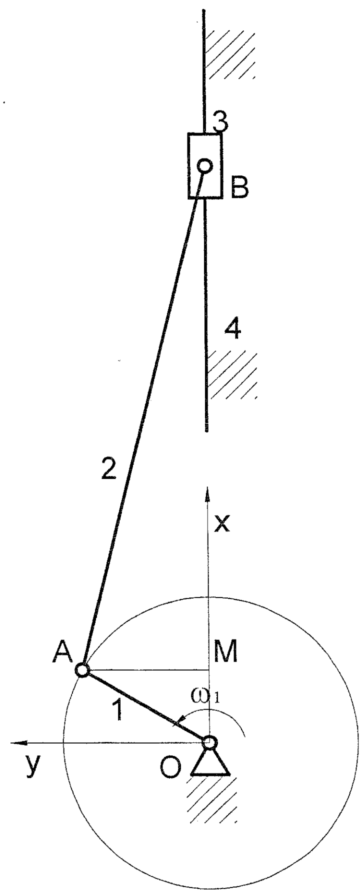
1.2. SINTEZA DIMENSIONALĂ A MECANISMULUI

Determinarea elementelor geometrice necunoscute.

Datele inițiale sunt prezentate în tabelul 1.2.1

Tabelul 1.2.1

D	L	Θmax	θmax	n	Ω_1	φ_{1^*}
[mm]	[mm]	[^{0}ms]	[^{0}]	[rot/min]	[rad/s]	[0]
82,5	256	12d12m	12,2	4000	418,879	330



Unde:
D – diametrul pistonului
l – lungimea bielei
r – lungimea manivelei
θ – unghiul de presiune
n – turația
ω_1 – viteza unghiulara
φ_1*– unghiul inițial

Scara de reprezentare:

$$k = \frac{l_{real}[m]}{l_{reprezentativ}[mm]} = \frac{0{,}256m}{108mm} = 0{,}02m/mm$$

$$l = AB$$

$$\sin\theta = \frac{AM}{l}$$

$$\sin\theta_{\max} = \frac{AM_{\max}}{l} = \frac{r}{l}$$

$$r = l\sin\theta_{\max}$$

$$OA = r = 256\sin(12{,}2) = 54{,}0991mm$$

Fig1.2.1

Mecanismul aflat în poziția aferenta parametrilor de intrare este prezentat în planşa “Mecanismul manivelă-piston. Sinteza dimensionala”

1.3 ANALIZA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

Noțiuni fundamentale

Analiza cinematică urmăreşte determinarea stării cinematice a mecanimsului şi implică rezolvarea a trei probleme:

- problema pozițiilor;
- problema vitezelor;
- problema accelerațiilor.

Datele inițiale sunt constituite din parametrii constructivi ai mecanismului şi din parametrii care determină poziția şi mişcarea din cuplele conducătoare.

Datele de ieşire sunt parametrii care determină poziția, distribuția de viteze şi accelerații pentru fiecare element.

În funcție de modul de rezolvare al modelului matematic, metodele de analiză cinematică pot fi analitice şi grafoanalitice. Metoda analitică prezintă avantajul obținerii pe cale numerică a soluțiilor şi oferă posibilitatea prelucrării automate a datelor cu ajutorul calculatorului electronic. Metodele grafice şi grafoanalitice pot furniza soluții inițiale pe modele intuitive sau pot servi ca verificare pentru soluțiile obținute pe cale numerică.

Abordarea analizei cinematice se poate face global sau pe grupe structurale, în funcție de complexitatea mecanismului de analizat.

În continuare este prezentată rezolvarea celor trei probleme prin metoda analitică şi prin metoda grafoanalitcă.

1.3.1 Metoda analitică

Formularea problemei

Se cunosc:

- schema cinematica	
- dimensiuni	- elemente - cuple
- φ_1 - ω_1	$[0..2\pi]$ ct.

Se cer:

- φ_2 [^{0}], θ[^{0}], x_B [mm]	PC 0
- ω_2 [s^{-1}], v_B[m/s]	PC I
- ε_2 [s^{-2}], a_B[m/s^2]	PC II

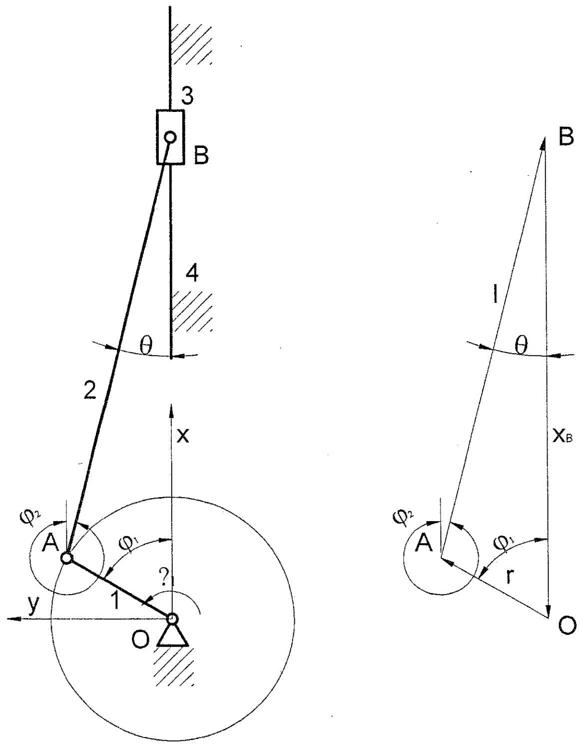


Fig.1.3.1

Se ataşează fiecărui element cinematic un vector şi se scrie ecuaţia de închidere a conturului vectorial astfel obţinut (Fig. 1.3.1):

$$\bar{r} + \bar{l} = \bar{x}_B \qquad (1)$$

pe axa Ox:

$$r\cos\varphi_1 + l\cos\varphi_2 = x_B \qquad (2)$$

pe axa Oy:

$$r\sin\varphi_1 + l\sin\varphi_2 = 0$$

din a doua ecuaţie rezulta φ_2

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{r\sin\varphi_1}{l}\right)[rad]$$

Asemănator:

$$\theta = \begin{cases} 2\pi - \varphi_2 \, pentru \varphi_1 \in [0,\pi) \\ \varphi_2 \, pentru \varphi_1 \in (\pi, 2\pi] \end{cases}$$

Prin înlocuirea lui φ_2 în prima ecuaţie se obţine x_B:

$$x_B = r\cos\varphi_1 + l\cos\varphi_2$$

Prin derivare (2) se obține sistemul:

$$\begin{cases} -r\omega_1 \sin\varphi_1 - l\omega_2 \sin\varphi_2 = v_B \\ r\omega_1 \cos\varphi_1 + l\omega_2 \cos\varphi_2 = 0 \end{cases}$$

din care rezulta ω_2:

$$\omega_2 = \frac{-r\omega_1 \cos\varphi_1}{l\cos\varphi_2}$$

prin înlocuire în prima ecuatie:

$$v_B = -r\omega_1 \sin\varphi_1 - l\omega_2 \sin\varphi_2$$

Derivând din nou obținem

$$\begin{cases} -r\omega_1^2 \cos\varphi_1 - l\omega_2^2 \cos\varphi_2 - l\varepsilon_2 \sin\varphi_2 = a_B \\ -r\omega_1^2 \sin\varphi_1 - l\omega_2^2 \sin\varphi_2 + l\varepsilon_2 \cos\varphi_2 = 0 \end{cases}$$

de asemenea:

$$\varepsilon_2 = \frac{r\omega_1^2 \sin\varphi_1 + l\omega_2^2 \sin\varphi_2}{l\cos\varphi_2}$$

$$a_B = -r\omega_1^2 \cos\varphi_1 - l\omega_2^2 \cos\varphi_2 - l\varepsilon_2 \sin\varphi_2$$

Analitic se pot determina viteza şi accelerația punctului s aflat la o treime din lungimea bilelei față de cupla A necesare pentru calcule ulterioare.

$$v_{sx} = -r\omega_1 \sin\varphi_1 - \frac{l}{3}\omega_2 \sin\varphi_2 \qquad a_{sx} = -r\omega_1^2 \cos\varphi_1 - \frac{l}{3}\omega_2^2 \cos\varphi_2 - \frac{l}{3}\varepsilon_2 \sin\varphi_2$$

$$v_{sy} = r\omega_1 \cos\varphi_1 + \frac{l}{3}\omega_2 \cos\varphi_2 \qquad a_{sy} = -r\omega_1^2 \sin\varphi_1 - \frac{l}{3}\omega_2^2 \sin\varphi_2 + \frac{l}{3}\varepsilon_2 \cos\varphi_2$$

$$v_s = \sqrt{v_{sx}^2 + v_{sy}^2} \qquad a_s = \sqrt{a_{sx}^2 + a_{sy}^2}$$

Rezultatele efectuării calculelor numerice pe sunt prezentate în tabelul 1.3.2, şi reprezentate grafic în diagramele 1.3.1 pana la 1.3.8 din anexă. În tabelul 1.3.1 sunt sintetizate datele inițiale şi datele de ieşire.

Tabelul 1.3.1

φ_1*	θ	φ_2	x_B	ω_2	v_B	ε_2	a_B
[0]			mm	s^{-1}	ms^{-1}	s^{-2}	ms^{-2}
330	6,07	6,07	301,42	77,09	13,41	18012,35	9246,2

a_s	a_{sx}	a_{sy}	v_s	v_{sx}	v_{sy}
ms^{-2}	ms^{-2}	ms^{-2}	ms^{-1}	ms^{-1}	ms^{-1}
9128,31	-8562,4	3164,07	17,77	12,02	13,08

1.3.2 Metoda grafo-analitică

Problema pozitiilor

Scara de reprezentare.

$$k_l = \frac{l_{reala}[m]}{l_{repr}[mm]} = \frac{0,256}{128} = 0,002m/mm$$

Mecanismul reprezentat la scară în pozitia φ1* este prezentat în planşa „Mecanismul manivelă-piston. Analiza cinetostatică. Metoda grafo-analitica" din schema cinematică se determină prin măsurare directă unghiurile θ=6.070 , φ2 = 6.070 şi xBmasurat

$$\boxed{x_B = x_{Bmasurat} k_l = 200,9434 \cdot 0,0015 = 301,42mm}$$

Rezolvarea este prezentată în planşa 1.3.2 "Mecanismul manivela piston. Analiza cinetostatică. Metoda grafoanalitică"

Problema vitezei

$$v_A \left| \begin{array}{c} = r\omega_1 = 54,0991 \cdot 10^{-3}[m] \cdot 418,879[rad/s] = 22,661 m/s \\ \perp OA \\ sens\omega_1 \end{array} \right.$$

a) scară de reprezentare a vitezelor:

$$k_v = \frac{\bar{v}_A[ms^{-1}]}{P_v a} = \frac{22,661}{45,332} = 0,5\frac{m/s}{mm}$$

b) Viteza punctului B, a elementului 2 şi a centrului de masă s.

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$$

$$\bar{v}_B \left| \begin{array}{c} marime - necunoscuta \\ directie - \| Ox \\ sens - necunoscut \end{array} \right. ; \bar{v}_{BA} \left| \begin{array}{c} marime - necunoscuta \\ directie - \perp AB \\ sens - necunoscut \end{array} \right.$$

Rezolvarea este prezentată în planşa "Mecanismul manivela-piston. Analiza cinetostatică. Metoda grafoanalitică"

Centrul de masă al elementului 2 se găseşte în punctul s aflat pe axa elementului 2 la distanța l/3 de punctul A (As = AB/3).

Segmentul corespunzător mărimii vectorului v_B are lungimea măsurată de 29.6 mm. Prin înmulțirea cu scară de reprezentare a vitezelor:

$$|\bar{v}_B| = |Pvb| \cdot k_v = 26{,}83 \cdot 0{,}5 m/mms^{-1} = 13{,}41 m/s$$

$$|\bar{v}_{BA}| = |ab| \cdot k_v = 39{,}47 \cdot 0{,}5 m/mms^{-1} = 19{,}73 m/s$$

$$|\bar{vs}| = |Pvs| \cdot kv = 35{,}54 \cdot 0{,}5 m/mms^{-1} = 17{,}77 m/s$$

$$|\bar{\omega}_2| = \frac{|\bar{v}_{BA}|}{l} = \frac{19{,}74 m/s}{0{,}256 m} = 77{,}09 rad/s$$

Sensul vitezei unghiulare a elementului 2 s-a obținut prin translarea vitezei v_{BA} din poligonul vitezelor în punctul B.

Problema acceleratiilor

a) Accelerația punctului A:

$$\bar{a}_A \left| \begin{array}{l} marime: \omega_1^2 \cdot r = 9492{,}21 m/s^2 \\ directie - \| OA \\ sens: A \to O \end{array} \right. ;$$

b) scară de rerpezentare a accelerațiilor:

$$k_a = \frac{\bar{a}_A[ms^{-2}]}{P_a a} = \frac{9492{,}21}{94{,}922} = 100 \frac{m}{mm} s^{-2}$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_B^t + \bar{a}_B^n$$

$$\bar{a}_B \left| \begin{array}{c} marime - necunoscuta \\ directie - \| 4 \\ sens - necunoscut \end{array} \right. ; \quad \bar{a}_{BA}^n \left| \begin{array}{c} marime : \left|\bar{\omega}_2\right|^2 \cdot l = \left|-77{,}09\right|^2 \cdot 0{,}256 = 1521{,}44 m/s^2 \\ directie : \| \ AB \\ sens : B \to A \end{array} \right.$$

$$\left|\bar{a}_{Brepr}^n\right| = \left|\bar{a}_{Breal}^n\right| / k_a = 1521{,}44 ms^{-2} / 100 \frac{m}{mm} s^{-2} = 15{,}21 mm$$

$$\bar{a}_{BA}^t \left| \begin{array}{c} marime : necunoscuta \\ directie - \perp AB \\ sens : necunoscut \end{array} \right. ;$$

Valorile obținute prin măsurare se mutiplică cu scară de reprezentare a accelerațiilor şi se obțin următoarele valori:

$$\left|\bar{a}_{BA}\right| = a'b' \cdot k_a = 48{,}55 mm \cdot 100 \frac{m/s^2}{mm} = 4855 m/s^2$$

$$\left|\bar{a}_{BA}^t\right| = a'b' \cdot k_a = 46{,}11 mm \cdot 100 \frac{m/s^2}{mm} = 4611 m/s^2$$

$$\left|\bar{a}_B\right| = P_a b \cdot k_a = 92{,}46 mm \cdot 100 \frac{m/s^2}{mm} = 9246 m/s^2$$

$$\left|\bar{a}_s\right| = P_a s \cdot k_a = 91{,}28 mm \cdot 100 \frac{m/s^2}{mm} = 9128 m/s^2$$

$$\left|\varepsilon_2\right| = \frac{\bar{a}_{BA}^t}{l} = \frac{4611 ms^{-2}}{0{,}256 m} = 18012 s^{-2}$$

Semnul accelerației unghiulare a elementului 2 s-a obtinut prin translarea accelerației tangențiale a elementului 2 în punctul B.

Tabelul 1.3.2

φ_1*	θ	φ_2	x_B	ω_2	v_B	ε_2	a_B	v_s	a_s
	$[^0]$		mm	s^{-1}	ms^{-1}	s^{-2}	ms^{-2}	ms^{-1}	ms^{-2}
330	6,07	6,07	301,4	-77,09	13,41	18012	9246	17,77	9128

1.4 ANALIZA CINETOSTATICĂ

Noțiuni fundamentale

Analiza cinetostatică reprzintă operația prin care se determină fortele de legatură din cuplele cinematice utilizând metoda cinetostatică. Aceasta se bazeaza pe principiul lui d'Alambert:

În orice moment al mişcării forțelor aplicate, forțele de legatură şi forțele de interție se află în echilibru.

Forțele aplicate şi forțele de inerție se consideră cunoscute iar cele de legatură sunt necunoscutele problemei.

Forțele de inerție se calculează pe baza distribuției de accelerații şi în funcție de caracteristicile masice ale elementelor (mase, pozițiile centrelor de masă, momente de inerție).

Forțele de legatură sunt: reacțiuni normale; forțe de frecare.

Forțele de frecare sunt forțe mici în raport cu reacțiunile normale şi prin urmare analiza cinetostatică se poate efectua în prezenta forțelor de frecare şi în absența lor.

Categorii de forte care lucreaza în mecanism

Forțele aplicate – acționează asupra fiecărui element ca forțe exterioare şi pot fi motoare sau rezistente.

Fortele motoare dezvoltă lucru mecanic elementar pozitiv iar unghiul dintre forța şi viteză punctului de aplicare este ascuțit (Fig. 1.4.1 a).

Fortele rezistente dezvoltă lucru mecanic negativ iar unghiul dintre forța şi viteză este obtuz (Fig. 1.4.1 b).

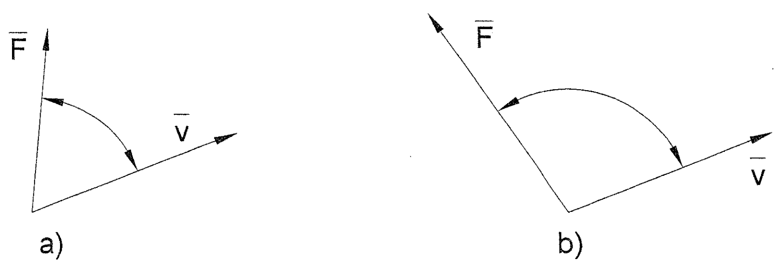


Fig. 1.4.1

Cuplurile de forțe pot fi de asemenea obtuze sau rezistente dupa cum momentul lor este de acelasi sens sau de sens opus în raport cu viteza unghiulară a elementului asupra caruia actionează.

Fortele de inertie

Reducerea fortelor de inertie

Se consideră că un element cinematic în mişcare generală plan-paralelă şi un sistem de axe de coordonate solidar cu elementul având ca origine centrul de greutate şi axa z perpendiculara pe planul mişcării (Fig. 1.4.2).

Torsorul rezultant al forțelor de inerție redus în punctul G este

$$\overline{T}\begin{cases} \overline{F_i} = -m \cdot \overline{a_G} \\ \overline{M_i} = (\varepsilon J_{xz} - \omega^2 J_{yz})\bar{i} + (\varepsilon J_{yz} - \omega^2 J_{xz})\bar{j} + (-\varepsilon J_z)\bar{k} \end{cases}$$, unde

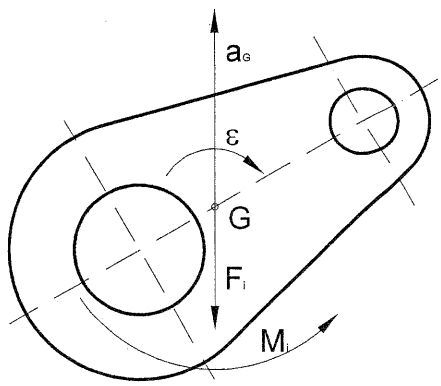


Fig. 1.4.2

F_i – forța de inerție rezultantă;

M_i – momentul de inerție rezultant;

m – masă elementului;

J_z – momentul de inerție al elementului în raport cu axa Gz;

J_{xy}, J_{yz} – momente de inerție centrifugale;

a_G – accelerația centrului de masă;

ω, ε – viteza şi accelerația unghiulară a elementului.

Axa Gz este axa principala de inertie asadar J_{xy}, $J_{yz}=0$ şi

$$T = \begin{cases} \overline{F}_i = -m\bar{a}_G \\ \overline{M}_i = -\bar{\varepsilon} J_z \end{cases}$$

Pentru un mecanism cu mai multe elemente cinematice avem:

$$\overline{T}_i = \begin{cases} \overline{F}_{ik} = -m_k \cdot \bar{a}_G \\ \overline{M}_{ik} = -\bar{\varepsilon}_k \cdot J_k \end{cases}$$

F_i – are aceeaşi direcție cu accelerația centrului de masă şi sens opus;

M_i – este orientat perpendicular pe planul mişcării şi are sens opus accelerației unghiulare ε;

F_i = 0 dacă a_G = 0, cazul mişcării de translație uniforme sau cazul mişcării de rotatie în jurul unei axe fixe ce trece prin centrul de masă.

M_i = 0 daca ε = 0, cazul mişcării de translație sau mişcării de rotație uniforme.

1.4.1 Categorii de forțe ce lucrează în mecanism

a) Forța de presiune

Fp – forța de acționare, motoare, acționează în cupla conducatoare

Mărimea ei se calculează cu ajutorul diagramei deplasare-presiune și diametrului pistonului din datele inițiale.

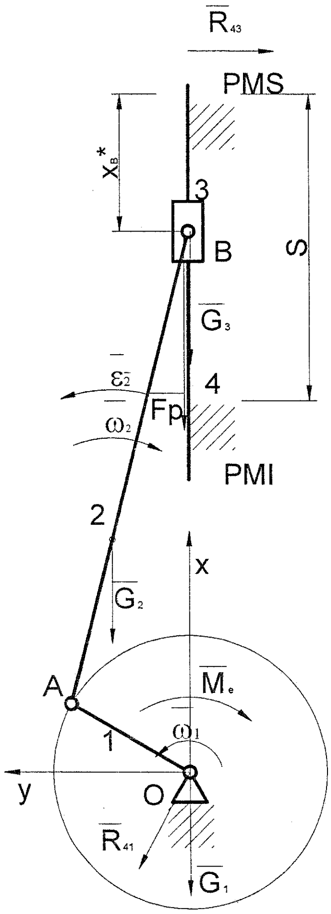


Fig. 1.4.3

Diagrama la scară este prezentata în planşa "*Mecanismul manivelă-piston. Analiza cinetostatică. Diagrama deplasare-presiune.*"

$$Fp = P\frac{\pi d^4}{4} = 4{,}8 \cdot \frac{\pi \cdot 8{,}25^2}{4} = 256{,}59 daN$$

$x_B^* = x_{B\max} - x_B[mm];$

$x_{B\max}$ şi x_B se citesc din tabelul 1.3.2

pentru valorile $\varphi_1 = 0$ respectiv $\varphi_1 = 330^0$

$x_B^* = 261{,}646 - 254{,}322 = 7{,}324 mm$

$x_{B\min} = l - r;$

$x_{B\max} = l + r.$

$s = 2r = 91{,}292 mm$

din diagrama: P= 4,8 daN;

din datele initiale: D=82,5 mm

$$Fp\begin{cases} marime : P\dfrac{\pi d^4}{4}[daN] \\ directie : \|cilindrul \\ sens : B \rightarrow O \end{cases}$$

Forța de presiune este complet determinată

Punctul de aplicație al acestei forțe este considerat bolțul pistonului respectiv punctul B.

b) Forțele de greutate

Aceste forțe acționează asupra mecanismelor ce funcționează în câmp gravitațional. Forța de greutate poate fi **motoare** dacă centrul de masă **coboară** sau **rezistentă** daca **urcă.**

$$G_2 = l[m] \cdot 9[\frac{daN}{m}] = 0,256 \cdot 9 = 2,304daN;$$
$$m_2 = \frac{23,04[N]}{9,81[m/s^2]} = 2,35kg;$$
$$G_3 = 0,3 \cdot G_2 = 0,3 \cdot 2,304 = 0,69daN;$$
$$m_3 = 0,70kg;$$
$$G_1 = 2G_2 = 2 \cdot 2,304 = 4,61daN;$$
$$m_1 = 4,70kg.$$

Punctele de aplicație ale acestor forțe sunt centrele de masă ale celor trei elemente mobile.

Din ipoteză, manivela este echilibrata, prin urmare centrul ei de masă este identic cu punctul O.

Centrul de masă G_2 al elementului 2 este identic cu punctul s aflat la distanța l/3 față de punctul A.

Centrul de masă G_3 al elementului 3 este identic cu punctul B.

Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 1.4.1

Tabelul 1.4.1

G_1	m_1	G_2	m_2	G_3	m_3
daN	kg	daN	kg	daN	kg
4,6	4,7	2,3	2,35	0,69	0,70

c) Forțele de inerție

$$\overline{T}_i = \begin{cases} \overline{F}_{ik} = -m_k \cdot \overline{a}_{Gk} \\ \overline{M}_{ik} = -\overline{\varepsilon}_k \cdot J_k \end{cases} \quad \text{unde } k = \overline{1,3} \text{ iar } J_k = 0,17 m_k l_k^2$$

Elementul 1

$$\overline{T}_1 = \begin{cases} \overline{F}_{i1} = -m_1 \cdot \overline{a}_{G1} = 0 \\ \overline{M}_{i1} = -\overline{\varepsilon}_1 \cdot J_1 = 0 \end{cases}$$

Accelerația unghiulara a elementului 1 este nula deoarece viteza unghiulara este constantă.

Accelerația centrului de masă a elementului 1 este nulă deoarece cupla din punctul O nu permite translația acestui element.

Elementul 2

$$\overline{T}_2 = \begin{cases} \overline{F}_{i2} = -m_2 \cdot \overline{a}_{G2} = -2{,}35 \cdot 9128{,}31 = -2143{,}89 daN \\ \overline{M}_{i2} = -\overline{\varepsilon}_2 \cdot J_2 = -(-18012{,}35 \cdot 0{,}026) = 47{,}16 daNm \end{cases}$$

Elementul 3

$$\overline{T}_3 = \begin{cases} \overline{F}_{i3} = -m_3 \cdot \overline{a}_{G3} = -0{,}7 \cdot 9246{,}2 = -651{,}47 daN \\ \overline{M}_{i2} = -\overline{\varepsilon}_3 \cdot J_3 = 0 \end{cases}$$

Momentul de inerție al elementului 3 este nul deoarece cupla de translație dintre acesta şi elementul 4 nu permite rotirea.

Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 1.4.2.

Tabelul 1.4.2

Elementul 1		Elementul 2		Elementul 3	
F_{i1}	M_{i1}	F_{i2}	M_{i2}	F_{i3}	M_{i3}
daN	daNm	daN	daNm	daN	daNm
0	0	2143,89	47,13	651,47	0

Determinarea fortelor de reacțiune din mecanism în ipoteza neglijarii frecarilor

Pentru determinarea reactiunilor se foloseste principiul de echilibru instantaneu al tuturor forțelor din mecanism. D'Alambert: „*In orice moment de timp fortele aplicate, cele de inertie şi de legatura se afla în echilibru*"

$$\sum F = 0$$
$$\sum M = 0$$

Formularea problemei

Se cunosc	Se cer
- schema cinematica a mecanismului; - dimensiunile tuturor cuplelor şi elementelor cinematice; - pozitia mecanismului (φ_1); - vitezele şi acceleratiile tuturor punctelor din mecanism; - PC0, PCI, PCII, - fortele aplicate mecanismului şi fortele de inertie; - frecarile din mecanism se neglijeaza.	$-h_{43}, \overline{R}_{41}, \overline{R}_{32}, \overline{R}_{12}, \overline{M}_e, \overline{R}_{43}$ (Me – moment de echilibrare)

Modelul matematic al analizei cinetostatice se constituie din ecuațiile de echilibru ale elementelor. În cazul mecanismelor plane ecuațiile de forțe sunt vectoriale iar ecuațiile de momente pot fi exprimate scalar.

1.4.2 Metoda analitică

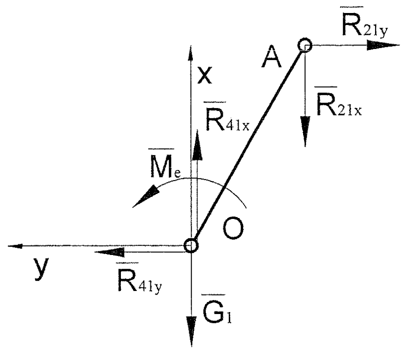


Fig. 1.4.2.1

Pentru fiecare grupa pot fi scrise ecuații de echilibru specifice. Prin proiectarea acestor ecuații pe axele sistemului de referință toate ecuațiile devin scalare şi au un caracter liniar:

$$\sum F_x(1) = 0 \quad R_{41y} - R_{21y} = 0 \tag{1}$$

$$\sum F_y(1) = 0 \quad R_{41x} - R_{21x} - G_1 = 0 \tag{2}$$

$$\sum M_B\ (2) = 0$$

$$M_e - R_{21x} \cdot r \cdot \cos\varphi_1 - R_{21y} \cdot r \cdot \sin\varphi_1 = 0 \tag{3}$$

Pentru a doua grupă structurala se pot scrie ecuațiile (4) si (5) pentru forțe şi (6) pentru moment in punctul B:

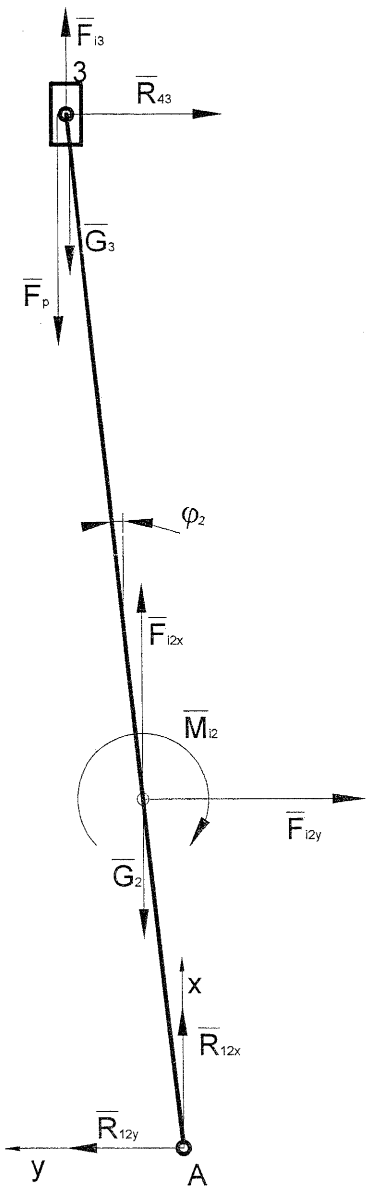


Fig.1.4.2.2

$$\sum F_x(2+3) = 0$$

$$F_{i3} - G_3 - F_p - G_2 + F_{i2x} + R_{12x} = 0 \tag{4}$$

$$\sum F_x(2+3) = 0$$

$$-R_{43} - F_{i2y} + R_{12y} = 0 \tag{5}$$

$$\sum M_B\ (2) = 0$$

$$-G_2 \frac{2l}{3}\sin\varphi_2 + F_{i2x}\frac{2l}{3}\sin\varphi_2 - F_{i2y}\frac{2l}{3}\cos\varphi_2 \tag{6}$$
$$-R_{12x} l \sin\varphi_2 + R_{12y} l \cos\varphi_2 + M_{i2} = 0$$

Reacțiunile R_{12x} şi R_{12y} sunt egale ca mărime şi de sens contrar cu R_{21x} respectiv R_{21y}

Cele 6 ecuații de echilibru formează un sistem din care se pot determina cele 6 necunoscute, momentul de echilibrare si componentele reacțiunilor.

Din ecuația (4):

$$R_{12x} = -2402{,}876 daN$$

Prin inlocuire in ecuația (6):

$$R_{12y} = 567{,}52 daN$$

Din ecuația (5) rezultă:

$$R_{43} = -175{,}59 daN$$

Prin înlocuirea rezultatelor in primele trei ecuații si efectuarea calculelor :

$$R_{41x} = 2398{,}26 daN$$
$$R_{41y} = -567{,}52 daN$$
$$Me = 127{,}92 daNm$$

Semnele minus din rezultate denotă alegerea eronată a sensului.

Pentru determinarea reacțiunilor pentru elementul 3, din ecuația vectorială $\overline{R}_{12} + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_2 + \overline{R}_{32} = 0$ şi proiectarea ei pe axele sistemul de coordonate se scriu următoarele ecuații scalare:

$$R_{12x} + F_{i2x} - G_2 + R_{32x} = 0 \Rightarrow R_{32x} = 394{,}19 daN$$
$$R_{12y} + F_{i2y} - R_{32y} = 0 \Rightarrow R_{32y} = 175{,}59 daN$$

Compunerea componentelor forțelor şi reacțiunilor se face prin compunerea componentelor după formula:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Rezultatele sunt prezentate in tabelul 1.4.2

Tabelul 1.4.2

h_{43}	R_{41}	R_{32}	R_{12}	M_e	R_{43}
[mm]	daN	daN	daN	daN	daN
0	2464,5	431,53	2468,98	127,92	175,594

2464,49 431,529

NW

1.4.3 Metoda grafo-analitică

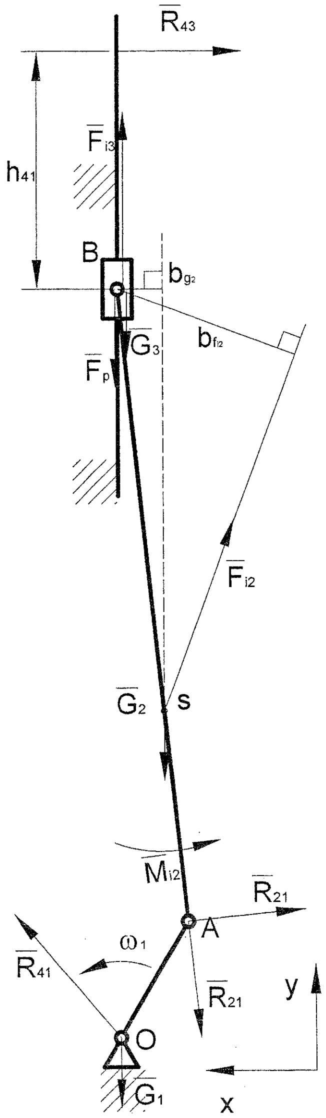


Fig. 1.4.1

Se are în vedere faptul ca R43 – acționează între piston şi cilindru pe o direcție perpendiculară pe piston. Brațul acestei forțe este de lungime nulă deoarece acționează asupra bolțului.

Reacțiunea R_{21} se decompune în două componente, una tangențiala cu directie perpendiculară pe elementul 2 si o componetă normală, paralela pe acelaşi element. Pentru determinare componentei tangențiale a reacțiunii R_{21} se scrie ecuația de momente în punctul B.

$$\sum M_{B(2)} = 0 \Rightarrow -\overline{R}_{12}^{t} \cdot l + M_{i2} + F_{i2} \cdot b_{Fi2} - G_2 \cdot b_{G2} = 0$$

$$\overline{R}_{12}^{t} = \frac{M_{i2} + F_{i2} \cdot b_{Fi2} - G_2 \cdot b_{G2}}{l} =$$

$$\frac{47{,}132 + 2143{,}89 \cdot 0{,}075741 - 2{,}304 \cdot 0.018033}{0{,}256} =$$

$$\overline{R}_{12}^{t} = 818{,}25 daN$$

$$\sum F_{2+3} = 0$$

$$\Rightarrow \overline{R}_{12}^{t} + \overline{R}_{12}^{n} + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{i3} + \overline{G}_3 + \overline{F}_p + \overline{R}_{43} = 0$$

$$k_f = \frac{F_{i2}[daN]}{f_{i2}[mm]} = \frac{2143{,}9}{107{,}1945} = 20\frac{daN}{mm}$$

$$r_{12}^{t} = \frac{R_{12}^{t}}{k_f} = \frac{818{,}25}{20} = 40{,}91 mm$$

Desenele la scara sunt prezentate în planşa *Mecanismul manivela-piston. Analiza cinetostatica. Metoda grafo-analitica*

$$R_{12} = r_{12} k_f = 123{,}44 \cdot 20 = 2468{,}89 daN \qquad R_{43} = r_{43} k_f = 8{,}77 \cdot 20 = 175{,}59 daN$$

$$\overline{R}_{12} + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_2 + \overline{R}_{32} = 0 \qquad R_{32} = r_{32} k_f = 431{,}5 daN$$

$$\overline{R}_{21} + \overline{G}_1 + \overline{R}_{41} = 0 \qquad R_{41} = r_{41} k_f = 2464{,}5 daN$$

Tabelul 1.4.3

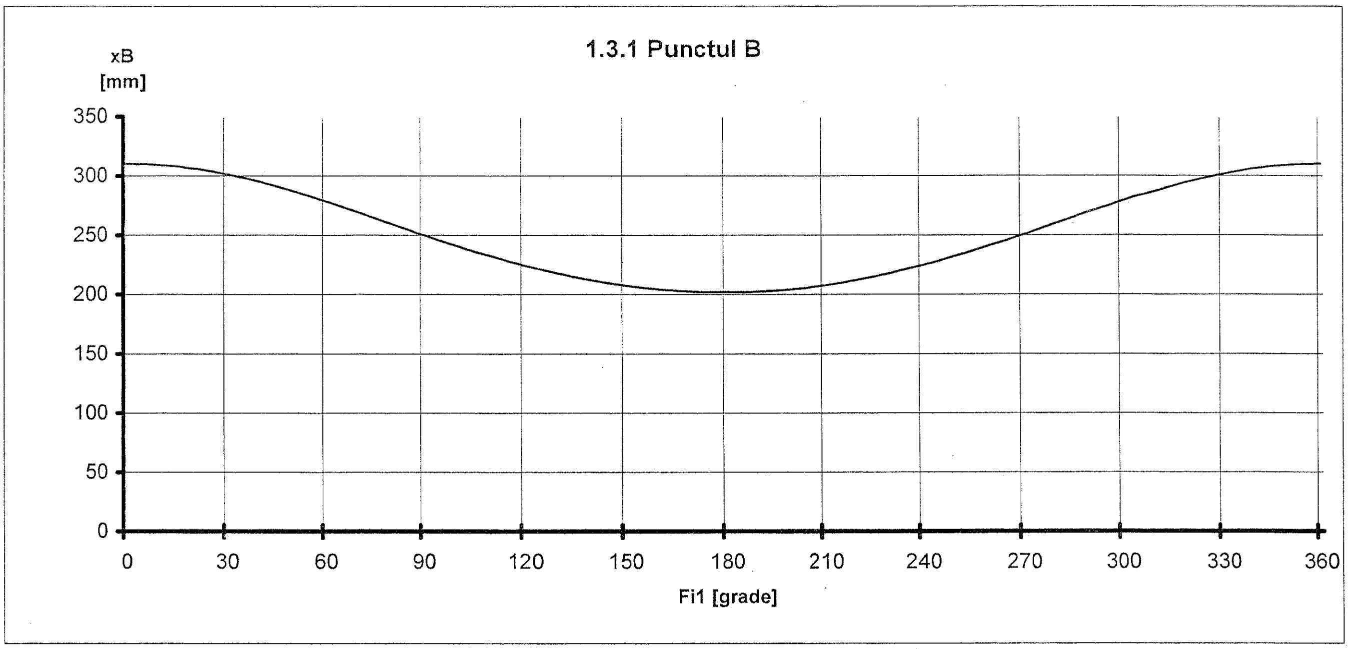
R_{41}	R_{32}	R_{12}	M_e	R_{43}
daN	daN	daN	daN	daN
2464,5	431,53	2468,98	127,92	175,594

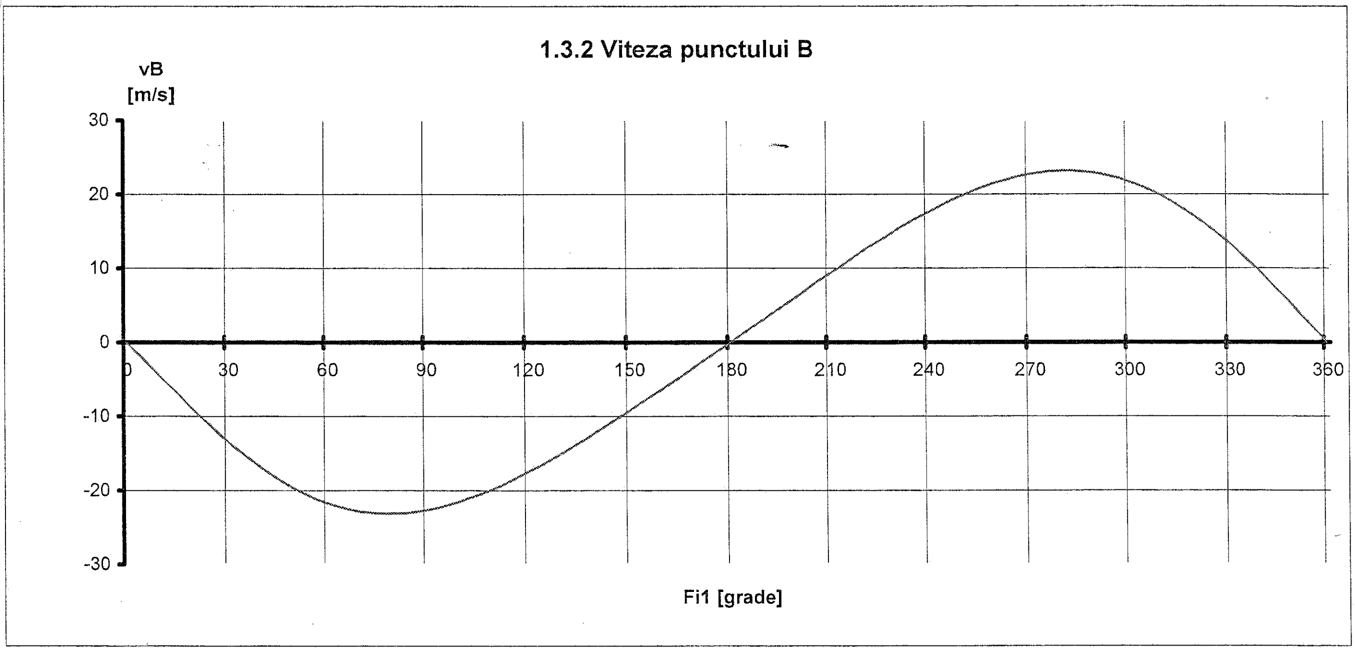
Tabelul 1.3.1

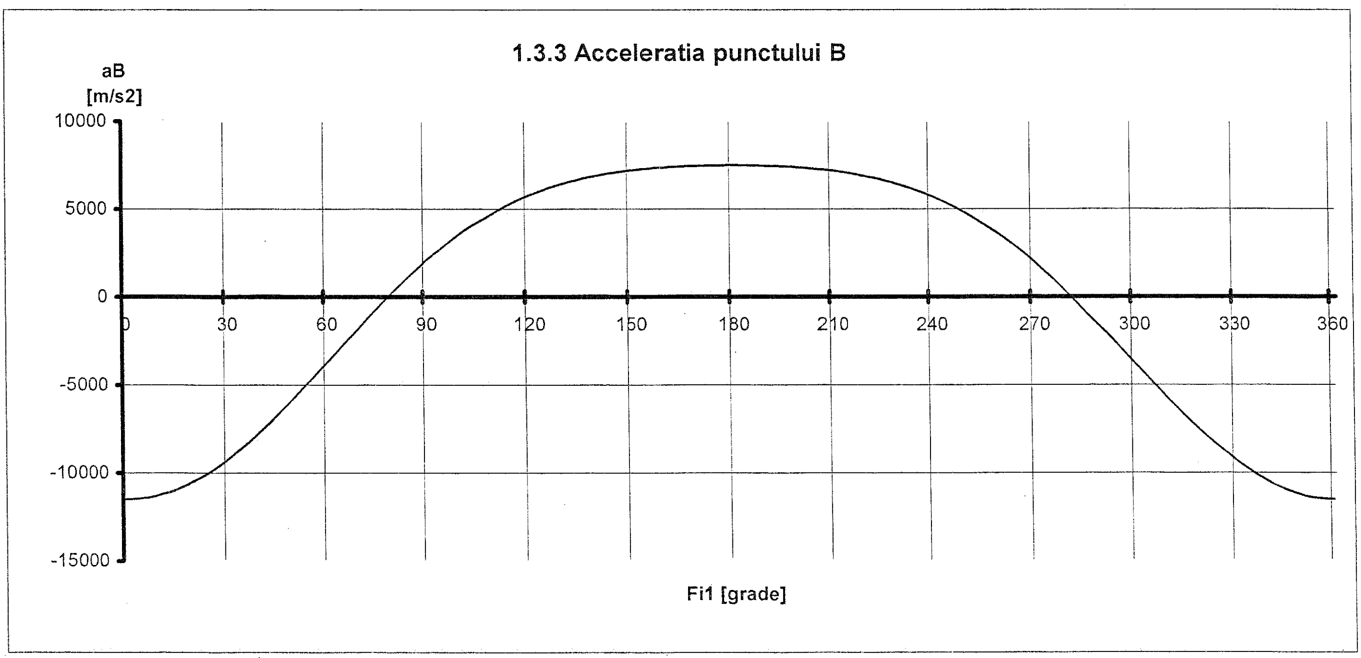
t	φ_1	$\varphi_{1[rad]}$	φ_2	$\varphi_{2[rad]}$	θ	θ	x_B	ω_2	v_B	ε_2	a_B
ms	[0]	[rad]	[0]	[rad]	[rad]	[0]	[mm]	[rad/s]	[m/s]	[rad/s2]	[m/s2]
0.00	0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	310.099	-88.520	0.000	0.000	-11498.157
0.08	2	0.035	-0.423	-0.007	-0.007	-0.423	310.059	-88.468	-0.958	1236.349	-11487.652
0.17	4	0.070	-0.845	-0.015	-0.015	-0.845	309.940	-88.313	-1.914	2471.796	-11456.163
0.25	6	0.105	-1.266	-0.022	-0.022	-1.266	309.740	-88.056	-2.867	3705.433	-11403.771
0.33	8	0.140	-1.685	-0.029	-0.029	-1.685	309.462	-87.696	-3.814	4936.345	-11330.611
0.42	10	0.175	-2.103	-0.037	-0.037	-2.103	309.105	-87.233	-4.755	6163.601	-11236.872
0.50	12	0.209	-2.518	-0.044	-0.044	-2.518	308.670	-86.669	-5.686	7386.253	-11122.794
0.58	14	0.244	-2.930	-0.051	-0.051	-2.930	308.157	-86.003	-6.608	8603.329	-10988.672
0.67	16	0.279	-3.339	-0.058	-0.058	-3.339	307.569	-85.235	-7.517	9813.832	-10834.853
0.75	18	0.314	-3.744	-0.065	-0.065	-3.744	306.905	-84.367	-8.413	11016.733	-10661.733
0.83	20	0.349	-4.145	-0.072	-0.072	-4.145	306.167	-83.399	-9.294	12210.971	-10469.761
0.92	22	0.384	-4.540	-0.079	-0.079	-4.540	305.356	-82.332	-10.157	13395.448	-10259.435
1.00	24	0.419	-4.931	-0.086	-0.086	-4.931	304.475	-81.167	-11.003	14569.025	-10031.300
1.08	26	0.454	-5.315	-0.093	-0.093	-5.315	303.523	-79.904	-11.829	15730.524	-9785.950
1.17	28	0.489	-5.694	-0.099	-0.099	-5.694	302.504	-78.546	-12.634	16878.722	-9524.022
1.25	30	0.524	-6.065	-0.106	-0.106	-6.065	301.418	-77.092	-13.416	18012.352	-9246.199
1.33	32	0.559	-6.430	-0.112	-0.112	-6.430	300.268	-75.544	-14.174	19130.105	-8953.206
1.42	34	0.593	-6.787	-0.118	-0.118	-6.787	299.056	-73.904	-14.908	20230.624	-8645.808
1.50	36	0.628	-7.135	-0.125	-0.125	-7.135	297.785	-72.173	-15.615	21312.510	-8324.807
1.58	38	0.663	-7.476	-0.130	-0.130	-7.476	296.455	-70.352	-16.295	22374.324	-7991.042
1.67	40	0.698	-7.807	-0.136	-0.136	-7.807	295.070	-68.444	-16.946	23414.584	-7645.382
1.75	42	0.733	-8.129	-0.142	-0.142	-8.129	293.631	-66.451	-17.569	24431.772	-7288.730
1.83	44	0.768	-8.441	-0.147	-0.147	-8.441	292.142	-64.373	-18.161	25424.339	-6922.013
1.92	46	0.803	-8.744	-0.153	-0.153	-8.744	290.605	-62.214	-18.722	26390.704	-6546.185
2.00	48	0.838	-9.035	-0.158	-0.158	-9.035	289.023	-59.975	-19.252	27329.265	-6162.216
2.08	50	0.873	-9.316	-0.163	-0.163	-9.316	287.398	-57.660	-19.749	28238.403	-5771.098
2.17	52	0.908	-9.586	-0.167	-0.167	-9.586	285.732	-55.270	-20.213	29116.485	-5373.832
2.25	54	0.942	-9.844	-0.172	-0.172	-9.844	284.030	-52.808	-20.644	29961.878	-4971.431
2.33	56	0.977	-10.090	-0.176	-0.176	-10.090	282.292	-50.277	-21.042	30772.950	-4564.911
2.42	58	1.012	-10.324	-0.180	-0.180	-10.324	280.524	-47.680	-21.405	31548.085	-4155.291
2.50	60	1.047	-10.545	-0.184	-0.184	-10.545	278.726	-45.020	-21.734	32285.686	-3743.585
2.58	62	1.082	-10.754	-0.188	-0.188	-10.754	276.902	-42.300	-22.029	32984.187	-3330.799
2.67	64	1.117	-10.949	-0.191	-0.191	-10.949	275.055	-39.524	-22.289	33642.064	-2917.930
2.75	66	1.152	-11.131	-0.194	-0.194	-11.131	273.188	-36.694	-22.515	34257.841	-2505.955
2.83	68	1.187	-11.299	-0.197	-0.197	-11.299	271.304	-33.815	-22.707	34830.102	-2095.832
2.92	70	1.222	-11.454	-0.200	-0.200	-11.454	269.405	-30.891	-22.865	35357.502	-1688.494
3.00	72	1.257	-11.594	-0.202	-0.202	-11.594	267.494	-27.924	-22.989	35838.775	-1284.843
3.08	74	1.292	-11.721	-0.205	-0.205	-11.721	265.574	-24.919	-23.079	36272.742	-885.751
3.17	76	1.326	-11.832	-0.207	-0.207	-11.832	263.648	-21.880	-23.136	36658.322	-492.049
3.25	78	1.361	-11.929	-0.208	-0.208	-11.929	261.719	-18.810	-23.161	36994.541	-104.530
3.33	80	1.396	-12.012	-0.210	-0.210	-12.012	259.789	-15.715	-23.154	37280.536	276.058
3.42	82	1.431	-12.079	-0.211	-0.211	-12.079	257.861	-12.598	-23.115	37515.565	649.014
3.50	84	1.466	-12.132	-0.212	-0.212	-12.132	255.937	-9.464	-23.046	37699.014	1013.687
3.58	86	1.501	-12.170	-0.212	-0.212	-12.170	254.021	-6.317	-22.947	37830.398	1369.478
3.67	88	1.536	-12.192	-0.213	-0.213	-12.192	252.114	-3.161	-22.818	37909.369	1715.842
3.75	90	1.571	-12.200	-0.213	-0.213	-12.200	250.218	0.000	-22.661	37935.716	2052.290
3.83	92	1.606	-12.192	-0.213	-0.213	-12.192	248.338	3.161	-22.476	37909.369	2378.389
3.92	94	1.641	-12.170	-0.212	-0.212	-12.170	246.473	6.317	-22.265	37830.398	2693.765
4.00	96	1.676	-12.132	-0.212	-0.212	-12.132	244.627	9.464	-22.028	37699.014	2998.101
4.08	98	1.710	-12.079	-0.211	-0.211	-12.079	242.803	12.598	-21.766	37515.565	3291.137
4.17	100	1.745	-12.012	-0.210	-0.210	-12.012	241.001	15.715	-21.479	37280.536	3572.670
4.25	102	1.780	-11.929	-0.208	-0.208	-11.929	239.223	18.810	-21.170	36994.541	3842.556
4.33	104	1.815	-11.832	-0.207	-0.207	-11.832	237.473	21.880	-20.839	36658.322	4100.701
4.42	106	1.850	-11.721	-0.205	-0.205	-11.721	235.751	24.919	-20.487	36272.742	4347.068
4.50	108	1.885	-11.594	-0.202	-0.202	-11.594	234.059	27.924	-20.115	35838.775	4581.669
4.58	110	1.920	-11.454	-0.200	-0.200	-11.454	232.399	30.891	-19.724	35357.502	4804.565
4.67	112	1.955	-11.299	-0.197	-0.197	-11.299	230.772	33.815	-19.315	34830.102	5015.862
4.75	114	1.990	-11.131	-0.194	-0.194	-11.131	229.180	36.694	-18.888	34257.841	5215.710
4.83	116	2.025	-10.949	-0.191	-0.191	-10.949	227.624	39.524	-18.446	33642.064	5404.298
4.92	118	2.059	-10.754	-0.188	-0.188	-10.754	226.106	42.300	-17.988	32984.187	5581.852
5.00	120	2.094	-10.545	-0.184	-0.184	-10.545	224.627	45.020	-17.516	32285.686	5748.632
5.08	122	2.129	-10.324	-0.180	-0.180	-10.324	223.187	47.680	-17.030	31548.085	5904.926
5.17	124	2.164	-10.090	-0.176	-0.176	-10.090	221.789	50.277	-16.532	30772.950	6051.049
5.25	126	2.199	-9.844	-0.172	-0.172	-9.844	220.432	52.808	-16.022	29961.878	6187.339
5.33	128	2.234	-9.586	-0.167	-0.167	-9.586	219.119	55.270	-15.501	29116.485	6314.152
5.42	130	2.269	-9.316	-0.163	-0.163	-9.316	217.849	57.660	-14.970	28238.403	6431.860

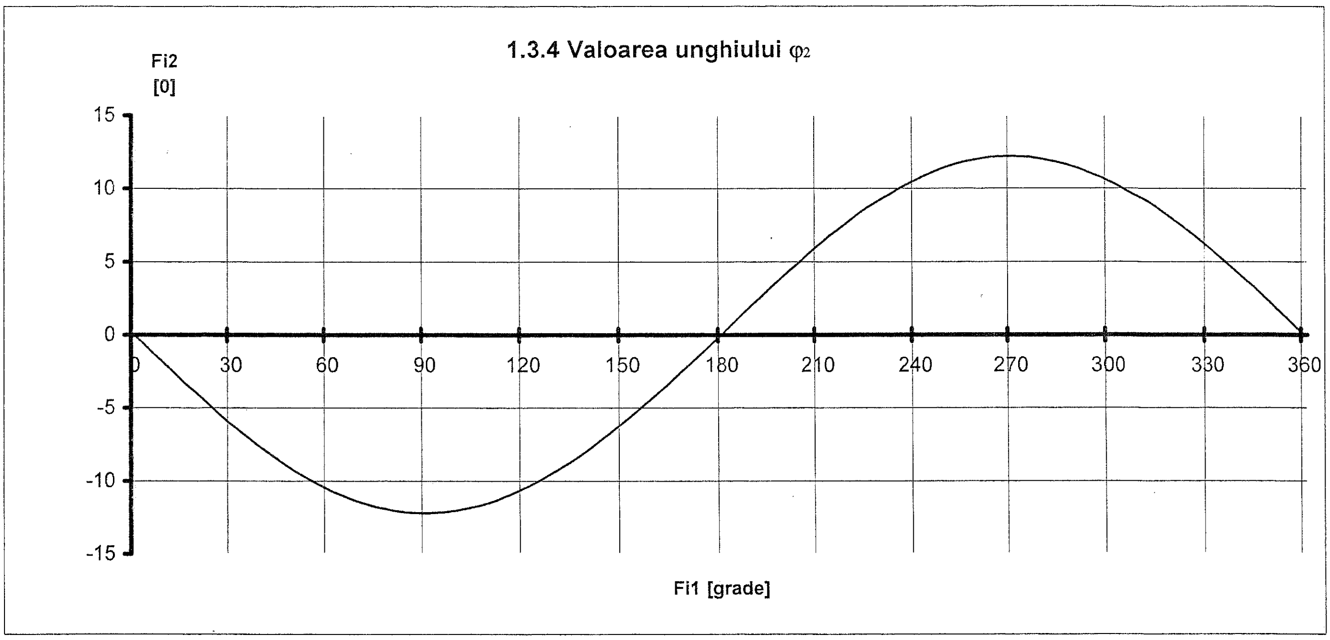
t	φ_1	$\varphi_{1[rad]}$	φ_2	$\varphi_{2[rad]}$	θ	θ	x_B	ω_2	v_B	ε_2	a_B
ms	[0]	[rad]	[0]	[rad]	[rad]	[0]	[mm]	[rad/s]	[m/s]	[rad/s2]	[m/s2]
5.50	132	2.304	-9.035	-0.158	-0.158	-9.035	216.624	59.975	-14.429	27329.265	6540.849
5.58	134	2.339	-8.744	-0.153	-0.153	-8.744	215.444	62.214	-13.880	26390.704	6641.511
5.67	136	2.374	-8.441	-0.147	-0.147	-8.441	214.311	64.373	-13.322	25424.339	6734.245
5.75	138	2.409	-8.129	-0.142	-0.142	-8.129	213.224	66.451	-12.758	24431.772	6819.453
5.83	140	2.443	-7.807	-0.136	-0.136	-7.807	212.185	68.444	-12.186	23414.584	6897.538
5.92	142	2.478	-7.476	-0.130	-0.130	-7.476	211.193	70.352	-11.608	22374.324	6968.896
6.00	144	2.513	-7.135	-0.125	-0.125	-7.135	210.250	72.173	-11.025	21312.510	7033.922
6.08	146	2.548	-6.787	-0.118	-0.118	-6.787	209.356	73.904	-10.436	20230.624	7093.000
6.17	148	2.583	-6.430	-0.112	-0.112	-6.430	208.511	75.544	-9.843	19130.105	7146.506
6.25	150	2.618	-6.065	-0.106	-0.106	-6.065	207.716	77.092	-9.245	18012.352	7194.802
6.33	152	2.653	-5.694	-0.099	-0.099	-5.694	206.970	78.546	-8.644	16878.722	7238.238
6.42	154	2.688	-5.315	-0.093	-0.093	-5.315	206.275	79.904	-8.039	15730.524	7277.146
6.50	156	2.723	-4.931	-0.086	-0.086	-4.931	205.631	81.167	-7.431	14569.025	7311.843
6.58	158	2.758	-4.540	-0.079	-0.079	-4.540	205.037	82.332	-6.820	13395.448	7342.625
6.67	160	2.793	-4.145	-0.072	-0.072	-4.145	204.494	83.399	-6.207	12210.971	7369.770
6.75	162	2.827	-3.744	-0.065	-0.065	-3.744	204.002	84.367	-5.592	11016.733	7393.536
6.83	164	2.862	-3.339	-0.058	-0.058	-3.339	203.562	85.235	-4.975	9813.832	7414.156
6.92	166	2.897	-2.930	-0.051	-0.051	-2.930	203.173	86.003	-4.357	8603.329	7431.842
7.00	168	2.932	-2.518	-0.044	-0.044	-2.518	202.836	86.669	-3.737	7386.253	7446.784
7.08	170	2.967	-2.103	-0.037	-0.037	-2.103	202.550	87.233	-3.116	6163.601	7459.145
7.17	172	3.002	-1.685	-0.029	-0.029	-1.685	202.317	87.696	-2.494	4936.345	7469.067
7.25	174	3.037	-1.266	-0.022	-0.022	-1.266	202.135	88.056	-1.871	3705.433	7476.664
7.33	176	3.072	-0.845	-0.015	-0.015	-0.845	202.005	88.313	-1.247	2471.796	7482.025
7.42	178	3.107	-0.423	-0.007	-0.007	-0.423	201.927	88.468	-0.624	1236.349	7485.216
7.50	180	3.142	0.000	0.000	0.000	0.000	201.901	88.520	0.000	0.000	7486.276
7.58	182	3.176	0.423	0.007	0.007	0.423	201.927	88.468	0.624	-1236.349	7485.216
7.67	184	3.211	0.845	0.015	0.015	0.845	202.005	88.313	1.247	-2471.796	7482.025
7.75	186	3.246	1.266	0.022	0.022	1.266	202.135	88.056	1.871	-3705.433	7476.664
7.83	188	3.281	1.685	0.029	0.029	1.685	202.317	87.696	2.494	-4936.345	7469.067
7.92	190	3.316	2.103	0.037	0.037	2.103	202.550	87.233	3.116	-6163.601	7459.145
8.00	192	3.351	2.518	0.044	0.044	2.518	202.836	86.669	3.737	-7386.253	7446.784
8.08	194	3.386	2.930	0.051	0.051	2.930	203.173	86.003	4.357	-8603.329	7431.842
8.17	196	3.421	3.339	0.058	0.058	3.339	203.562	85.235	4.975	-9813.832	7414.156
8.25	198	3.456	3.744	0.065	0.065	3.744	204.002	84.367	5.592	-11016.733	7393.536
8.33	200	3.491	4.145	0.072	0.072	4.145	204.494	83.399	6.207	-12210.971	7369.770
8.42	202	3.526	4.540	0.079	0.079	4.540	205.037	82.332	6.820	-13395.448	7342.625
8.50	204	3.560	4.931	0.086	0.086	4.931	205.631	81.167	7.431	-14569.025	7311.843
8.58	206	3.595	5.315	0.093	0.093	5.315	206.275	79.904	8.039	-15730.524	7277.146
8.67	208	3.630	5.694	0.099	0.099	5.694	206.970	78.546	8.644	-16878.722	7238.238
8.75	210	3.665	6.065	0.106	0.106	6.065	207.716	77.092	9.245	-18012.352	7194.802
8.83	212	3.700	6.430	0.112	0.112	6.430	208.511	75.544	9.843	-19130.105	7146.506
8.92	214	3.735	6.787	0.118	0.118	6.787	209.356	73.904	10.436	-20230.624	7093.000
9.00	216	3.770	7.135	0.125	0.125	7.135	210.250	72.173	11.025	-21312.510	7033.922
9.08	218	3.805	7.476	0.130	0.130	7.476	211.193	70.352	11.608	-22374.324	6968.896
9.17	220	3.840	7.807	0.136	0.136	7.807	212.185	68.444	12.186	-23414.584	6897.538
9.25	222	3.875	8.129	0.142	0.142	8.129	213.224	66.451	12.758	-24431.772	6819.453
9.33	224	3.910	8.441	0.147	0.147	8.441	214.311	64.373	13.322	-25424.339	6734.245
9.42	226	3.944	8.744	0.153	0.153	8.744	215.444	62.214	13.880	-26390.704	6641.511
9.50	228	3.979	9.035	0.158	0.158	9.035	216.624	59.975	14.429	-27329.265	6540.849
9.58	230	4.014	9.316	0.163	0.163	9.316	217.849	57.660	14.970	-28238.403	6431.860
9.67	232	4.049	9.586	0.167	0.167	9.586	219.119	55.270	15.501	-29116.485	6314.152
9.75	234	4.084	9.844	0.172	0.172	9.844	220.432	52.808	16.022	-29961.878	6187.339
9.83	236	4.119	10.090	0.176	0.176	10.090	221.789	50.277	16.532	-30772.950	6051.049
9.92	238	4.154	10.324	0.180	0.180	10.324	223.187	47.680	17.030	-31548.085	5904.926
10.00	240	4.189	10.545	0.184	0.184	10.545	224.627	45.020	17.516	-32285.686	5748.632
10.08	242	4.224	10.754	0.188	0.188	10.754	226.106	42.300	17.988	-32984.187	5581.852
10.17	244	4.259	10.949	0.191	0.191	10.949	227.624	39.524	18.446	-33642.064	5404.298
10.25	246	4.294	11.131	0.194	0.194	11.131	229.180	36.694	18.888	-34257.841	5215.710
10.33	248	4.328	11.299	0.197	0.197	11.299	230.772	33.815	19.315	-34830.102	5015.862
10.42	250	4.363	11.454	0.200	0.200	11.454	232.399	30.891	19.724	-35357.502	4804.565
10.50	252	4.398	11.594	0.202	0.202	11.594	234.059	27.924	20.115	-35838.775	4581.669
10.58	254	4.433	11.721	0.205	0.205	11.721	235.751	24.919	20.487	-36272.742	4347.068
10.67	256	4.468	11.832	0.207	0.207	11.832	237.473	21.880	20.839	-36658.322	4100.701
10.75	258	4.503	11.929	0.208	0.208	11.929	239.223	18.810	21.170	-36994.541	3842.556
10.83	260	4.538	12.012	0.210	0.210	12.012	241.001	15.715	21.479	-37280.536	3572.670
10.92	262	4.573	12.079	0.211	0.211	12.079	242.803	12.598	21.766	-37515.565	3291.137
11.00	264	4.608	12.132	0.212	0.212	12.132	244.627	9.464	22.028	-37699.014	2998.101

t	φ_1	$\varphi_{1[rad]}$	φ_2	$\varphi_{2[rad]}$	θ	θ	x_B	ω_2	v_B	ε_2	a_B
ms	[0]	[rad]	[0]	[rad]	[rad]	[0]	[mm]	[rad/s]	[m/s]	[rad/s2]	[m/s2]
11.08	266	4.643	12.170	0.212	0.212	12.170	246.473	6.317	22.265	-37830.398	2693.765
11.17	268	4.677	12.192	0.213	0.213	12.192	248.338	3.161	22.476	-37909.369	2378.389
11.25	270	4.712	12.200	0.213	0.213	12.200	250.218	0.000	22.661	-37935.716	2052.290
11.33	272	4.747	12.192	0.213	0.213	12.192	252.114	-3.161	22.818	-37909.369	1715.842
11.42	274	4.782	12.170	0.212	0.212	12.170	254.021	-6.317	22.947	-37830.398	1369.478
11.50	276	4.817	12.132	0.212	0.212	12.132	255.937	-9.464	23.046	-37699.014	1013.687
11.58	278	4.852	12.079	0.211	0.211	12.079	257.861	-12.598	23.115	-37515.565	649.014
11.67	280	4.887	12.012	0.210	0.210	12.012	259.789	-15.715	23.154	-37280.536	276.058
11.75	282	4.922	11.929	0.208	0.208	11.929	261.719	-18.810	23.161	-36994.541	-104.530
11.83	284	4.957	11.832	0.207	0.207	11.832	263.648	-21.880	23.136	-36658.322	-492.049
11.92	286	4.992	11.721	0.205	0.205	11.721	265.574	-24.919	23.079	-36272.742	-885.751
12.00	288	5.027	11.594	0.202	0.202	11.594	267.494	-27.924	22.989	-35838.775	-1284.843
12.08	290	5.061	11.454	0.200	0.200	11.454	269.405	-30.891	22.865	-35357.502	-1688.494
12.17	292	5.096	11.299	0.197	0.197	11.299	271.304	-33.815	22.707	-34830.102	-2095.832
12.25	294	5.131	11.131	0.194	0.194	11.131	273.188	-36.694	22.515	-34257.841	-2505.955
12.33	296	5.166	10.949	0.191	0.191	10.949	275.055	-39.524	22.289	-33642.064	-2917.930
12.42	298	5.201	10.754	0.188	0.188	10.754	276.902	-42.300	22.029	-32984.187	-3330.799
12.50	300	5.236	10.545	0.184	0.184	10.545	278.726	-45.020	21.734	-32285.686	-3743.585
12.58	302	5.271	10.324	0.180	0.180	10.324	280.524	-47.680	21.405	-31548.085	-4155.291
12.67	304	5.306	10.090	0.176	0.176	10.090	282.292	-50.277	21.042	-30772.950	-4564.911
12.75	306	5.341	9.844	0.172	0.172	9.844	284.030	-52.808	20.644	-29961.878	-4971.431
12.83	308	5.376	9.586	0.167	0.167	9.586	285.732	-55.270	20.213	-29116.485	-5373.832
12.92	310	5.411	9.316	0.163	0.163	9.316	287.398	-57.660	19.749	-28238.403	-5771.098
13.00	312	5.445	9.035	0.158	0.158	9.035	289.023	-59.975	19.252	-27329.265	-6162.216
13.08	314	5.480	8.744	0.153	0.153	8.744	290.605	-62.214	18.722	-26390.704	-6546.185
13.17	316	5.515	8.441	0.147	0.147	8.441	292.142	-64.373	18.161	-25424.339	-6922.013
13.25	318	5.550	8.129	0.142	0.142	8.129	293.631	-66.451	17.569	-24431.772	-7288.730
13.33	320	5.585	7.807	0.136	0.136	7.807	295.070	-68.444	16.946	-23414.584	-7645.382
13.42	322	5.620	7.476	0.130	0.130	7.476	296.455	-70.352	16.295	-22374.324	-7991.042
13.50	324	5.655	7.135	0.125	0.125	7.135	297.785	-72.173	15.615	-21312.510	-8324.807
13.58	326	5.690	6.787	0.118	0.118	6.787	299.056	-73.904	14.908	-20230.624	-8645.808
13.67	328	5.725	6.430	0.112	0.112	6.430	300.268	-75.544	14.174	-19130.105	-8953.206
13.75	330	5.760	6.065	0.106	0.106	6.065	301.418	-77.092	13.416	-18012.352	-9246.199
13.83	332	5.794	5.694	0.099	0.099	5.694	302.504	-78.546	12.634	-16878.722	-9524.022
13.92	334	5.829	5.315	0.093	0.093	5.315	303.523	-79.904	11.829	-15730.524	-9785.950
14.00	336	5.864	4.931	0.086	0.086	4.931	304.475	-81.167	11.003	-14569.025	-10031.300
14.08	338	5.899	4.540	0.079	0.079	4.540	305.356	-82.332	10.157	-13395.448	-10259.435
14.17	340	5.934	4.145	0.072	0.072	4.145	306.167	-83.399	9.294	-12210.971	-10469.761
14.25	342	5.969	3.744	0.065	0.065	3.744	306.905	-84.367	8.413	-11016.733	-10661.733
14.33	344	6.004	3.339	0.058	0.058	3.339	307.569	-85.235	7.517	-9813.832	-10834.853
14.42	346	6.039	2.930	0.051	0.051	2.930	308.157	-86.003	6.608	-8603.329	-10988.672
14.50	348	6.074	2.518	0.044	0.044	2.518	308.670	-86.669	5.686	-7386.253	-11122.794
14.58	350	6.109	2.103	0.037	0.037	2.103	309.105	-87.233	4.755	-6163.601	-11236.872
14.67	352	6.144	1.685	0.029	0.029	1.685	309.462	-87.696	3.814	-4936.345	-11330.611
14.75	354	6.178	1.266	0.022	0.022	1.266	309.740	-88.056	2.867	-3705.433	-11403.771
14.83	356	6.213	0.845	0.015	0.015	0.845	309.940	-88.313	1.914	-2471.796	-11456.163
14.92	358	6.248	0.423	0.007	0.007	0.423	310.059	-88.468	0.958	-1236.349	-11487.652
15.00	360	6.283	0.000	0.000	0.000	0.000	310.099	-88.520	0.000	0.000	-11498.157

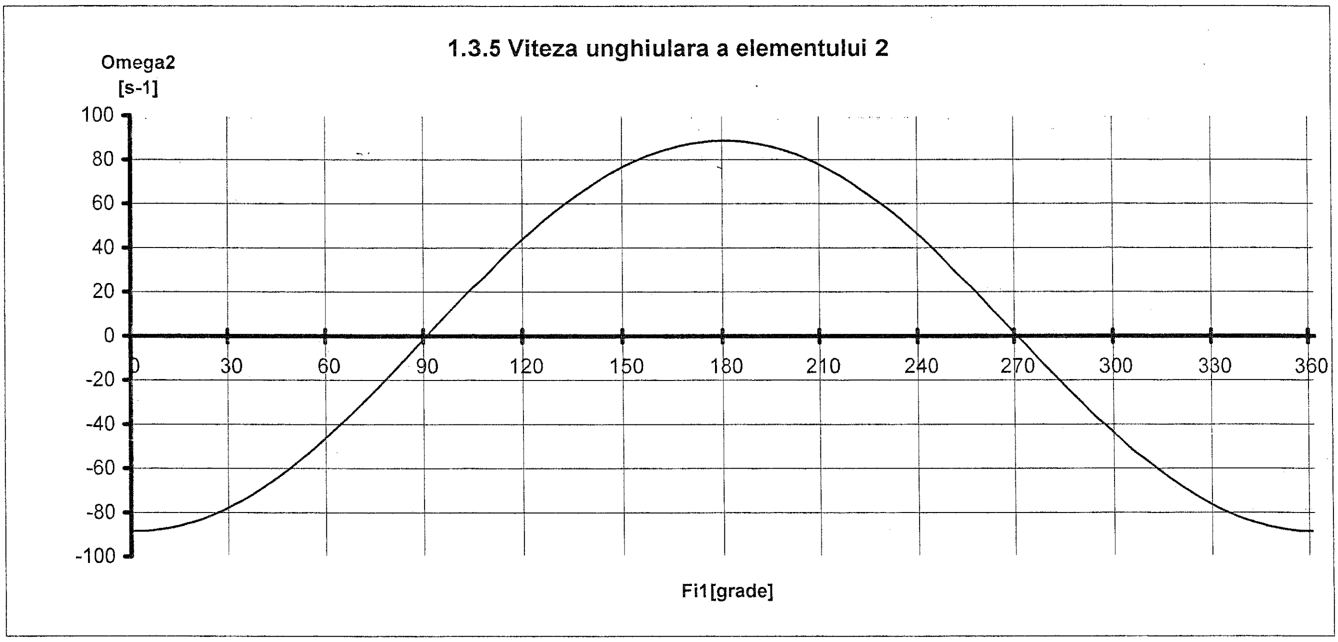

1.3.1 Punctul B
xB
[mm]
350
300
250
200
150
100
50
0
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1 [grade]


1.3.2 Viteza punctului B
vB
[m/s]
30
20
10
0
-10
-20
-30
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1 [grade]

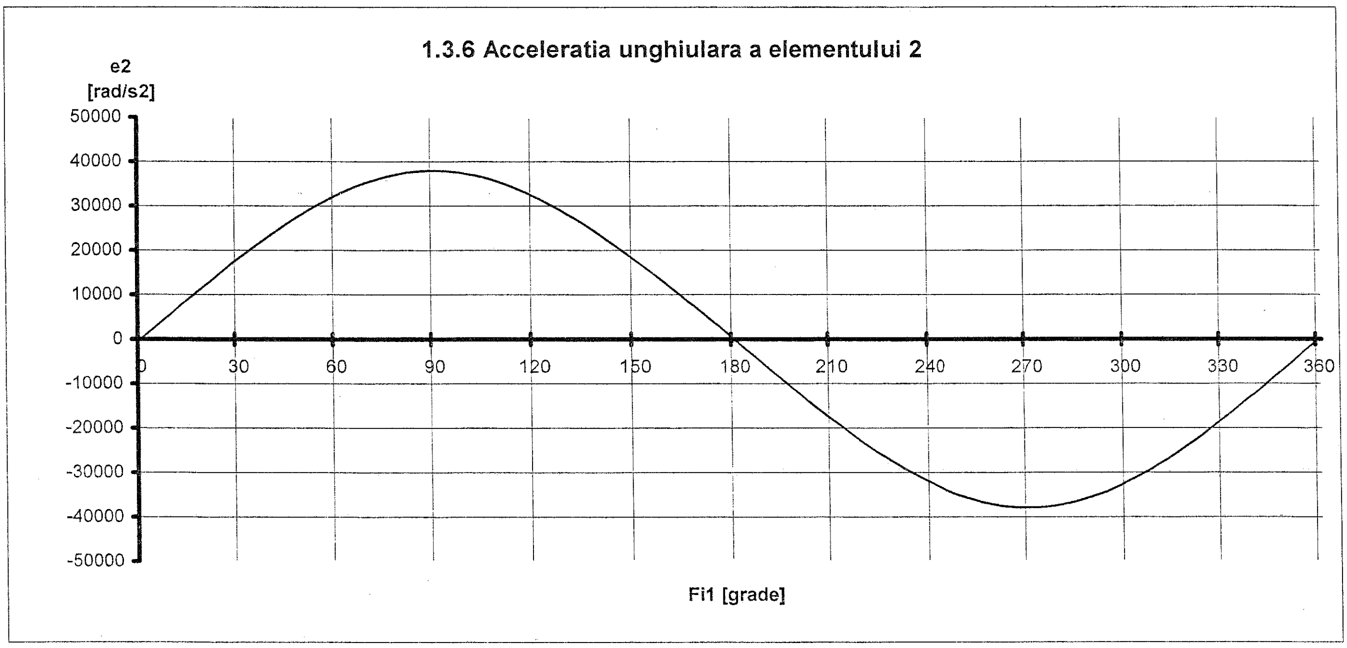

1.3.3 Acceleratia punctului B
aB
[m/s2]
10000
5000
0
-5000
-10000
-15000
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1 [grade]



1.3.4 Valoarea unghiului φ_2
Fi2
[0]
15
10
5
0
-5
-10
-15
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1 [grade]

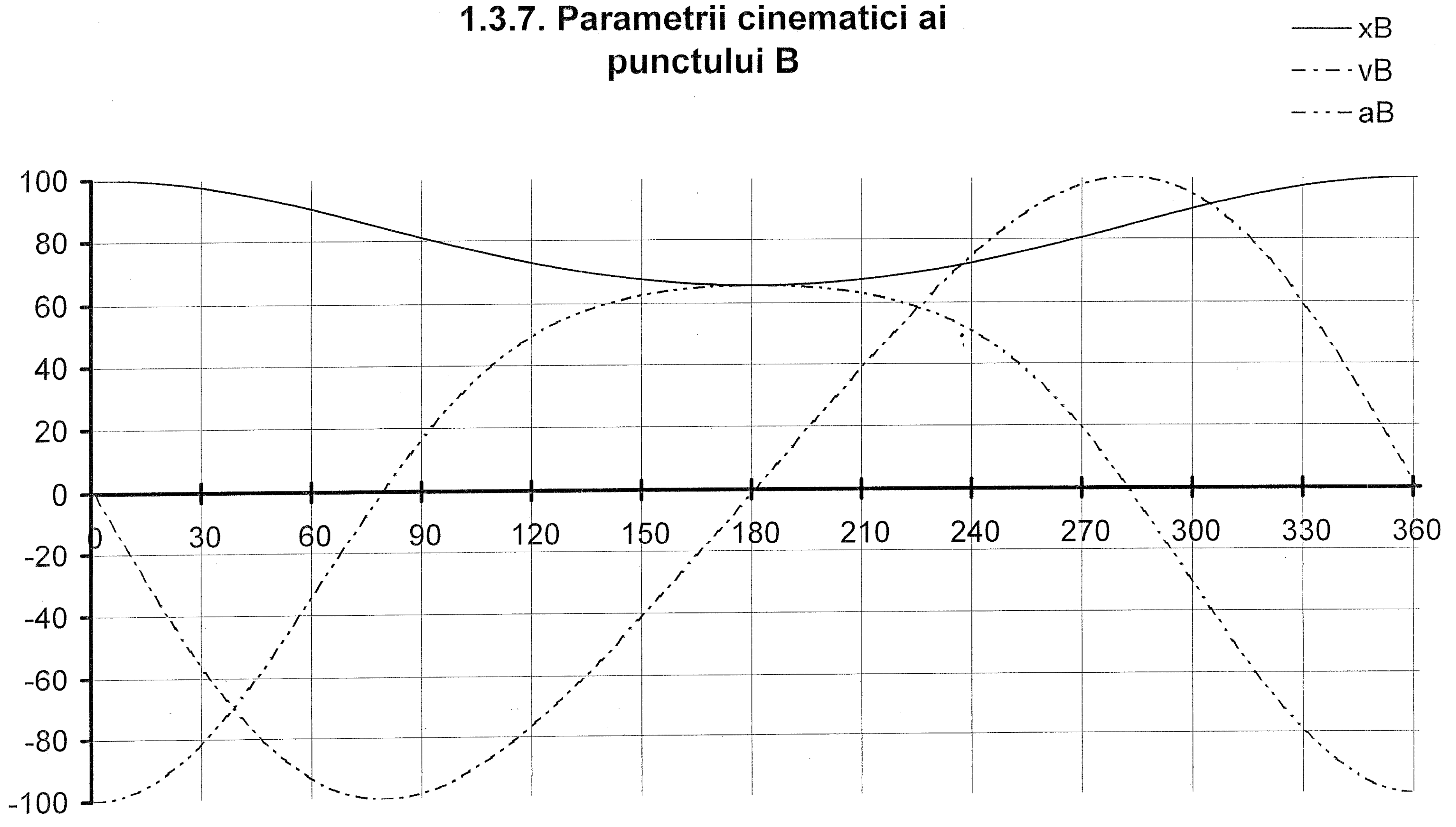


1.3.5 Viteza unghiulara a elementului 2
Omega2
[s-1]
100
80
60
40
20
0
-20
-40
-60
-80
-100
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1[grade]

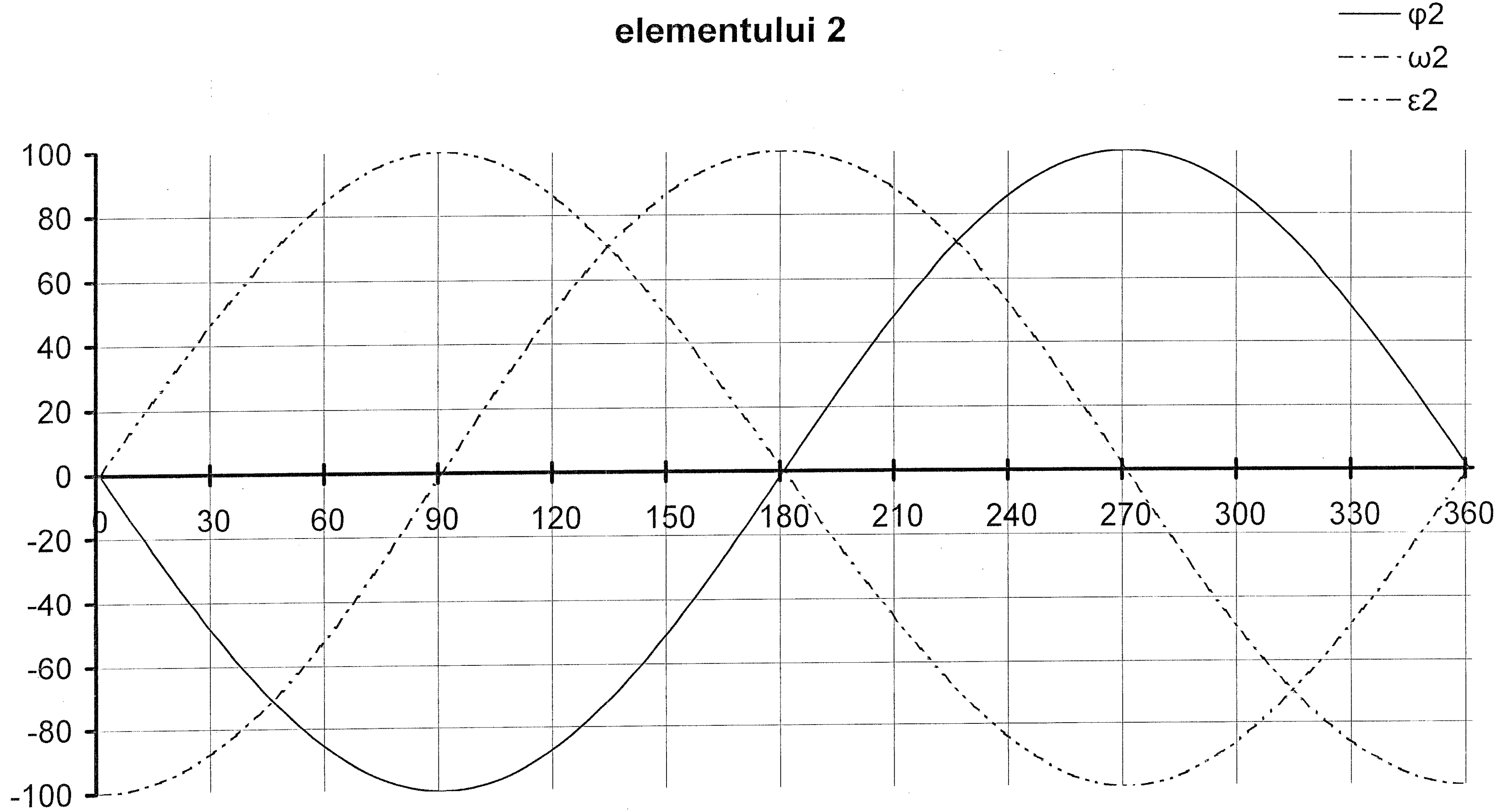


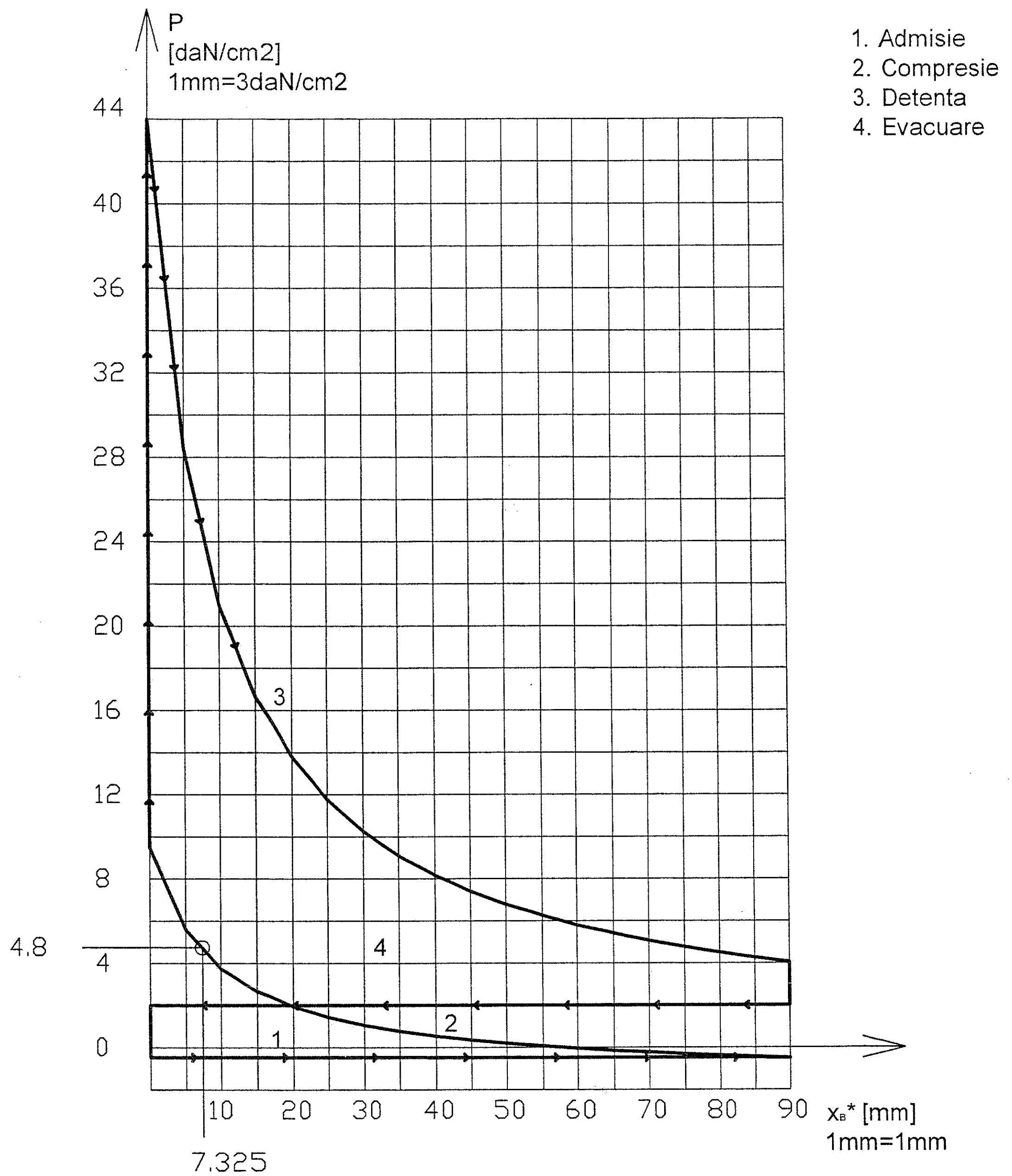
1.3.6 Acceleratia unghiulara a elementului 2
e2
[rad/s2]
50000
40000
30000
20000
10000
0
-10000
-20000
-30000
-40000
-50000
0
30
60
90
120
150
180
210
240
270
300
330
360
Fi1 [grade]

1.3.7. Parametrii cinematici ai punctului B



1.3.8. Parametrii elementului 2





Analiza cinematica a meca-
nismului manivela piston

DIAGRAMA
DEPLASARE-PRESIUNE

Tema nr. 2 – MECANISM CU ROŢI DINŢATE

Enunţul temei

Pentru mecanismul cu roţi dinţate din (fig.2.1),să se efectueze analiza structurală,cinematică şi calculul geometric pentru două perechi de roţi aflate în angrenare(un angrenaj cilindric şi unul conic).

Se cunosc datele din (tab.2.1),iar roţile dinţate au acelaşi modul m.

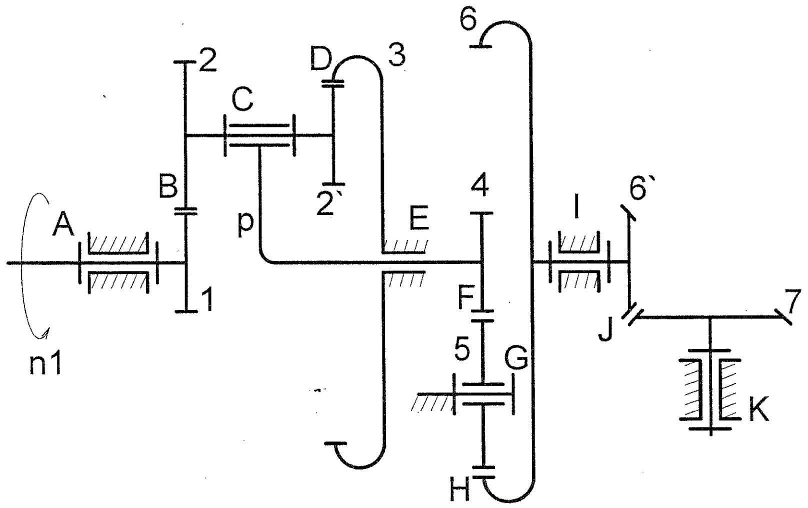


Fig.2.1

Tab.2.1

Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6`	Z7	n 1	m
-	-	-	-	-	-	-	Rot/min	[mm]
17	17	51	16	21	19	34	160	7

Cerinţe:

2.1 Gradul de mobilitate al mecanismului.Tipul de mecanism.

2.2 Calculul numerelor de dinţi necunoscute z_1, z_2 ,din condiţia de coaxialitate.

2.3 Să se determine $i_{17}, n_7, \omega_7, n_2, \omega_2$ folosind în mod adegvat relaţia lui Willis.

2.4 Să se efectueze calculul elementelor cinematice pentru perechea de roţi $z_5 - z_6$,folosind notaţii corespunzătoare.

2.5 Să se efectueze calculul geometrico-cinematic pentru perechea de roţi $z_6` - z_7$.

2.6 Să se efectueze două planşe de execuţie pentru roata interioară z_6 si roata conică z_7 .

2.1 Calculul gradului de mobilitate al mecanismului. Tipul de mecanism.

Mecanismul este plan deoarece axele de rotație ale cuplelor sunt conținute intr-un singur plan.Acesta conține numai cuple de rotație,prin urmare **mecanismul este de familie f=3.**

Cunoscând familia mecanismului, **gradul de mobilitate se calculează cu formula**:

$$M = 3n - 2C_5 - C_4$$

unde n=numarul de elemente mobile.

$$C_5 = 6(A, C, E, G, I, K)$$

$$C_4 = 5(B, D, F, H, J)$$

$$n = 6(2,3,p,5,6,7)$$

$$M = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 5$$

M=1

Mecanismul conține:

- cuple de rotație inferioare de clasă C_5 (A,C,E,G,I,K)
- cuple superioare de clasă C_4 (B,D,F,H,J)

Acestea din urmă se formează între flancurile dinților în contact.În (fig.2.2.1) sunt exemplificate la un angrenaj simplu cuplele de rotație A,B si cea superioară C.

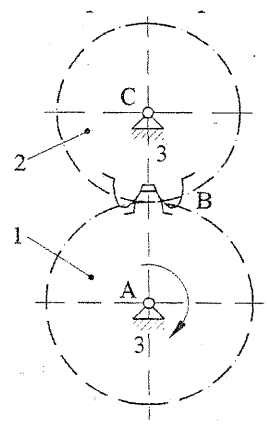


FIG.2.2.1

În cazul în care: **M=1**,mecanismul este planetar;
M=2,mecanismul este diferențial;

Pentru mecanismul de față,avem gradul de mobilitate **M=1**,prin urmare acesta este de **tip planetar**.Mecanismul de **tip diferențial** se obține ca în (fig.2.2.2),unde se observă că roata dințată 3 este mobilă.

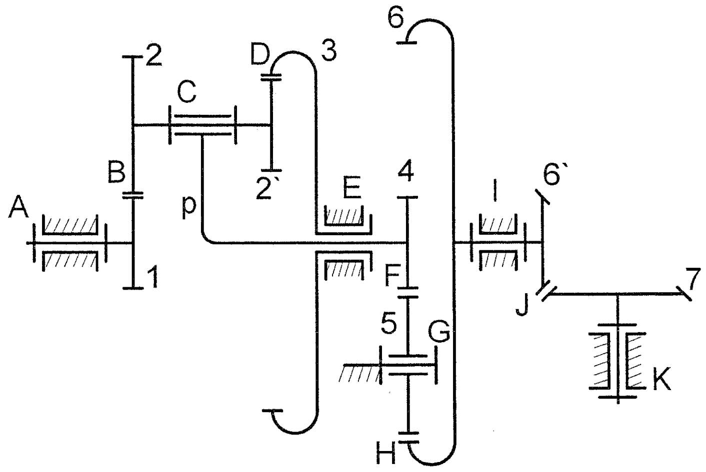


Fig.2.2.2
(mecanism diferențial M=2,
roata dințată 3-mobilă);

Din mecanismul planetar din fig,2.1,s-a obținut unul diferențial unde ambele roți centrale 1 şi 3 sunt mobile

Elementul p care se roteşte în jurul unei axe fixe ce coincide cu axa roților principale centrale,se numeşte **portsatelit.**

Roata 1 care se roteşte în jurul unei axe fixe se numeşte **roată centrală** sau **solară.**

Roata 2-2`care se roteşte în jurul unei axe mobile se numeşte **satelit.**

2.2 Calculul numărului de dinți $Z_2`, Z_6$ din condiția de coaxialitate.

Condiția de coaxialitate exprimă necesitatea coincidenței axelor geometrice ale roților centrale principale centrale 1 şi 3,şi a barei portsatelit –p.

Din condiția de coaxialitate avem:

$$(1)\quad r_1 \div r_2 = r_3 - r_4 \rightarrow a_{12} = a_{2`3}$$

$$(2)\quad r_4 + r_5 = r_6 - r_5 \rightarrow a_{45} = a_{65}$$

$$\text{iar } r = d/2 = m \cdot z/2$$

Unde: $r_1 ... r_6$-razele cercurilor de divizare ale roților dințate 1...6;

d-dimetrul cercului de divizare;

$Z_1 ... Z_6$-numărul de dinți ai roților dințate 1...6;

a_{12}-distanța dintre axele de rotație ale roțilordințate 1 şi 2;

Din (1) rezultă:

$$\frac{m \cdot Z_1}{2} + \frac{m \cdot Z_2}{2} = \frac{m \cdot Z3}{2} - \frac{m \cdot Z_2`}{2}$$

$$\rightarrow Z_1 + Z_1 = Z_3 - Z_2`$$

Z_2`**=17**

Din (2) rezultă

$$Z_6 = Z_4 + 2 \cdot Z_5$$

Z_6**=58;**

Datele obținute se regăsesc în (tabelul 2.2.1)

Tab 2.2.1

$z`_2$	z_6
-	-
17	58

2.3 Determinarea mărimilor $i_{17}, n_7, \omega_7, n_2, \omega_2$ folosind în mod adecvat relația lui Willis.

Mecanismele complexe cu roți dințate cu axe fixe,se formează prin legarea în serie a mecanismelor elementare astfel încât elementul condus al unui angrenaj component este cuplat la elementul conducător al angrenajului urmăror.
Raportul de transmitere al unui mecanism complex se defineste cu ajutorul expresiilor:

(1) $i_{1n} = \dfrac{\omega_1}{\omega_n}$

şi

(2) $\tilde{i}_{1n} = \dfrac{\varpi_1}{\varpi_n}$

Unde: 1-elementul conducător;
2-elementul condus;

Expresia (2) seaplică numai dacă axele de rotație ale elementelor 1 şi n,sunt paralele,deci dacă sensurile de rotație sunt comparabile şi pot fi asociate convențional cu semnele vitezelor unghiulare.

$\ddot{i}_{12}$ este –pozitiv,când roțile 1 şi n,se rotesc în acelaşi sens;
-negativ ,când roțile 1 şi n,se rotesc in sensuri diferite;

Raportul de transmitere i_{1n} al unui mecanism complex,se calculează ca produsul rapoartelor de transmitere ale mecanismelor elementare componente,considerate scalari fără semn.

Dacă mecanismul complex este format numai din angrenaje paralele,raportul de transmitere este egal cu produsul rapoartelor parțiale luate fiecare cu semnul său.

Dacă mecanismul complex este format din angrenaje de tipuri diferite(paralele,concurente,încrucişate) dar elementele 1 şi n au axe paralele,raportul i_{1n} se determină în două etape:

1-se determină raportul i_{1n} după regula antrrioară;

2-se stabileşte semnul prin analiza transmiterii mişcării din aproape în aproape;
Îm figura 2.3.1 avem:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2` \cdot z_3`} \quad (3)$$

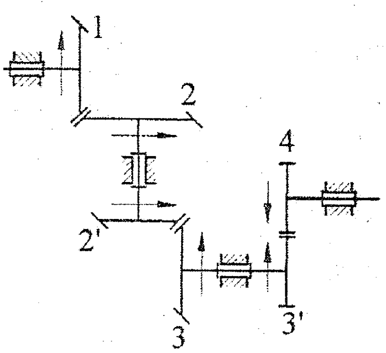


Fig 2.3.1

Pentru stabilirea senmului se alege un sens arbitrar de rotație pentru roata 1.Se observă că roata 1 şi 4 au sensuri diferite de rotație. Prin urmare avem: $\bar{i}_{14} = -i_{14}$.

Pentru mecanismul din fig 2.1 sesurile de rotație ale roților dințate 1 şi 7 nu sunt comparabile deoarece acestea nu sunt paralele,prin urmare **raportului de transmitere** i_{17} **nu i se poate atribui semn.**

Pentru calculul raportului de transmitere pentru mecanismul planetar din fig 2.1,acesta se transformă într-unul cu axe fixe,prin adoptarea portsatelitului p ca element de referință. Astfel se poate scrie expresia raportului de transmitere i_{13} format din angrenajele 1-2 şi 2\`-3:

$$\bar{i}_{13}^{\,p} = \frac{\varpi_{1p}}{\varpi_{3p}} \quad (4)$$

Unde: -ϖ_{1p} şi ϖ_{3p} sunt vitezele relative ale roțilir 1 şi 3 față de portsatelit

$$-\varpi_{1p} = \varpi_1 - \varpi_p;$$

$$-\ \varpi_{3p} = \varpi_3 - \varpi_p;$$

Cunoscând acestea,relația (4) devine:

$$\bar{i}_{13}^{\,p} = \frac{\varpi_1 - \varpi_p}{\varpi_3 - \varpi_p} \quad (5)$$

Relația (2) este cunoscută ca **relația lui Willis** ce descrie comportarea cinematică a mecanismilui planetar.

Deoarece roata centrală principală 3 este fixă,viteza relatiză a acesteia față de portsatelit este cunoscută si este: $\varpi_3 = 0$,iar relația lui Willis devine:

$$\bar{i}_{13}^{\,p} = \frac{\varpi_1 - \varpi_p}{\varpi_p} = -\frac{\varpi_1}{\varpi_p} + 1 \quad (6)$$

Se cunosc : $\frac{\varpi_1}{\varpi_p} = \bar{i}_{14}$ şi $\bar{i}_{13}^{\,p} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2^{`}}$ .Introducând acestea în (6),avem:

$$i_{14} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2^{`}} = 4 \quad (7)$$

- Raportrul de transmitere $i_{4,7}$ se calculează ca produsul rapoartelor de transmitere parţiale ale angrenajelor roţilor 4-5,5-6,6`-7:

$$i_{47} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_6^{`}} = 6{,}48 \quad (8)$$

- Raportul de transmitere final $i_{1,7}$ este definit ca produsul rapoartelor de transmitere ale mecanismelor elementare din (7) şi (8):

$$i_{17} = i_{14} \cdot i_{47} = 25{,}92$$

- **Pentru a afla mărimile** n_7 **şi** ω_7 care reprezintă turaţia roţii dinţate 7 respectiv viteza unghiulară a acesteia,se scrie relaţia raportului de transmitere ca raportul turaţiilor:

$$i_{17} = \frac{n_1}{n_7} \ ; \quad (9)$$

$$n_7 = \frac{n_1}{i_{17}} = 6{,}17 \,{}^{rot}\!/_{\min} \ ;$$

$$\omega_7 = \frac{\pi \cdot n_7}{30} = 0{,}64 s^{-1};$$

- **Pentru a afla mărimile** $n_2, \omega_2, n_p, \omega_p$ care reprezintă turaţiile,respectiv vitezele unghiulare ale roţii dinţate 2 şi portsatelitului p,se procedează astfel:

-se aplică relaţia lui Willis pentru raportul de transmitere $\bar{i}_{12}^{\,p}$:

$$\bar{i}_{12}^{\,p} = \frac{\varpi_1 - \varpi_p}{\varpi_2 - \varpi_p} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (10)$$

Din relaţia (10) rezultă ϖ_2 :

$$\omega_2 = \frac{\omega_p (z_1 + z_2) - \omega_1 \cdot z_1}{z_2} ; \quad (11)$$

Din relaţia(7) avem:

$$i_{1p} = i_{14} = \frac{\varpi_1}{\varpi_p} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2^{`}} \quad (12)$$

Din relaţia(12) ne rezultă;

$$\omega_p = \frac{\omega_1}{1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2^{`}}} = 4{,}18 s^{-1} \quad (13)$$

Introducând (13) în (11) rezultă:

$$\bar{\omega}_2 = -8{,}39 s^{-1};$$

$$\bar{\omega}_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \text{ (14)}$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot \bar{\omega}_2}{\pi} = -80{,}11 rot/\min;$$

$$n_p = \frac{30 \cdot \bar{\omega}_p}{\pi} = 39{,}91 rot/\min;$$

Datele obținute se regăsesc în (tabelul 2.3.1)

Tab 2.3.1.

i_{17}	ω_7	n_7	ω_2	n_2	ω_p	n_p
–	s^{-1}	$rot/\min$	s^{-1}	$rot/\min$	s^{-1}	rot/nim
25,92	0,64	6,17	-8,39	-80,11	4,18	39,91

2.4 Efecturea calculului elementelor geometrico-cinematice pentru perechea de roți $Z_5 - Z_6$ folosind notații corespunzătoare.

Perechea de roți $Z_5 - Z_6$**,reprezintă un mecanism elementar cu roți dințate**,sau **angrenaj**,format din două roți dințate cu mişcare de rotație în jurul a două axe cu poziție relativă invariabilă, una antrenând-o pe cealaltă prin acțiunea dinților aflați succesiv în contact.

Roțile $Z_5 - Z_6$ formează un **angrenaj paralel interior**,alcătuit dintr-o roată cu dantură exterioară şi o roată cu dantură interioară. La acest tip de angrenaj suprafața de rostogolire a uneia dintre roți (cea cu dantură exterioară) este amplasată în interiorul suprafeței de rostogolire a celeilalte roți (care are dantură interioară) fig.2.4.1.a.Intersecțiile lor cu un plan frontal formează cercurile de rostogolire C_{w1} şi C_{w2} care reprezintă **centroidele mişcării relative**.Punctul lor de tangență este **centrul instantaneu al mişcării relative** fig.2.4.1.b.S-au făcut următoarele notații:

- d_{w1}, C_{w1} şi ϖ_1 pentru roata dințată exterioară 5;
- d_{w2}, C_{w2} şi ϖ_2 pentru roata dințată interioară 6;

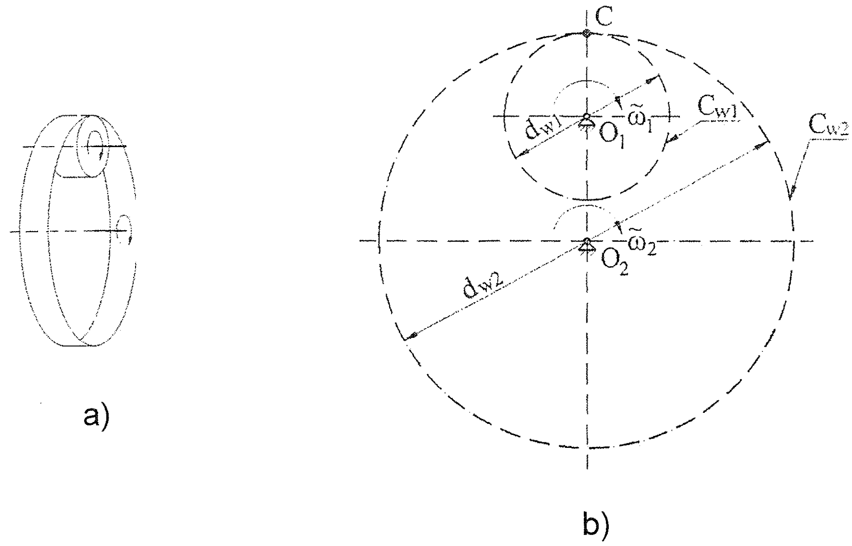


Fig.2.4.1

După poziţia relativă a axelor şi forma suprafeţelor de rostogolire,**angrnajul este cu axe paralele** de rotaţie,iar suprafeţele de rostogolire sunt cilindri circulari având axele geometrice identice cu axele de rotaţie.

După forma liniilor de divizare ale flancurilor,perechea de roţi $Z_5 - Z_6$,sunt **roţi dinţate cu dinţi drepţi**,la care liniile de divizare ale flancurilor coincid cu generatoarele suprafeţei de divizare.Liniile de divizare ale flancurilor reprezintă intersecţiile flancurilor dinţilor cu suprafaţa de divizare ifg.2.4.2.a).Flancurile sunt delimitate de **suprafaţa de cap**-spre vârful dinţilor şi **suprafaţa de picior**-spre fundul golurilor.Pentru roata cu dantură exterioară 5 fig 2.1,suprafaţa de cap este în exteriorul celei de picior fig 2.4.2.b),iar pentru roata cu dantură interioară 6,suprafaţa de cap este în interiorul celei de picior fig.2.4.2.c).

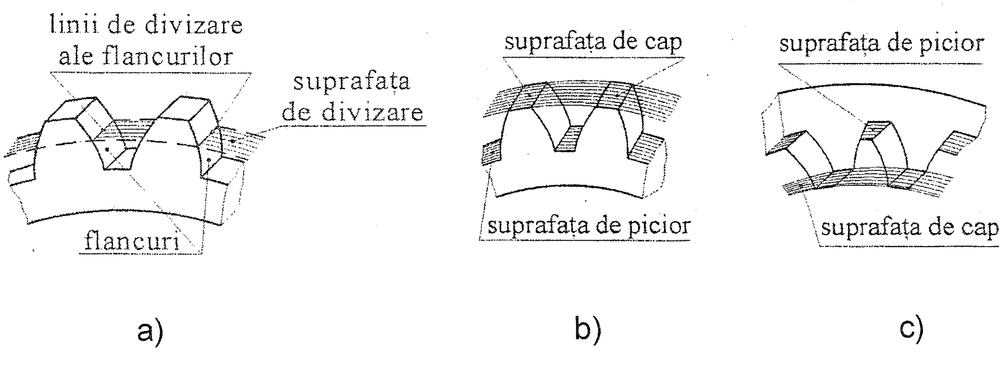


Fig.2.4.2

După forma profilului frontal al dinţilor,marea majoritate a roţilor dinţate sunt evolventice,la care care **profilul frontal al danturii are formă de evolventă**.Profilul dintelui se obţine prin intersecţia suprafeţelor ce delimitează dintele sau golul dintre dinţi cu o suprafaţă dată.

Evolventa cercului este o curbă descrisă de un punct care aparţine unei drepte numită dreaptă generatoare,ce se rostogoleşte fără alunecare peste un cerc numit cerc de bază fig 2.4.3.

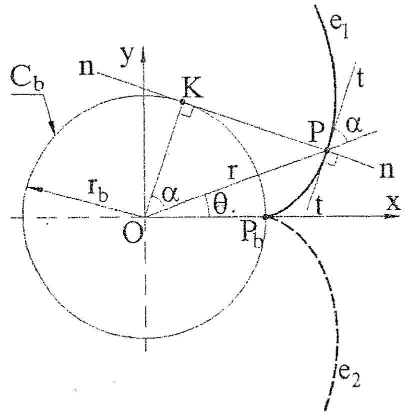


Fig 2.4.3

Dacă profilul unei roţi este dat,se poate determina,prin înfaşurare,profilul conjugat astfel încât să fie respectată legea fundamentală a angrenării.Prin urmare se pot utiliza o infinitate de profile de dinţiTotuşi,în construcţia de maşini se folosesc aproape exclusiv profilele formate din evolventa cercului,datorită avantajelor pe care le au.

Evolventa are o serie de proprietăţi:

- -are două ramuri infinite e_1, e_2 separate într-un punct de întoarcere P_b situat pe cercul de bază;
- -în ecuaţiile evolventei intervine un singur parametru constant-raza de bază r_b.Aceasta înseamnă că forma evolventei este determinată numai de mărimea cercului de bază;
- -normala la evolventă in P este tangentă la cercul de bază şi este chiar dreapta generatoare PK iar centrul de curbură este chiar în punctul de tangenţă .Cunoscând direcţia normalei la evolventă,în cazul utilizării acesteia ca profil de dinte,**unghiul α se numeşte unghi de presiune**;

După modul de definire geometrică,angrenajul este format din roţi dinţate cilindrice cu suprafeţa de divizare cilindrică,iar elementul de referinţă este o cremalieră. Roţile cilindrice pot forma angrenaje **paralele** sau **încrucişate**,numite elicoidale.

În ce priveşte procesul de angrenare dintre două profile ale angrenajului paralel interior $Z_5 - Z_6$ (fig.2.4.4),se pot defini următoarele noţiuni:

Linia de angrenare CK -locul geometric (traiectoria) punctului de contact **P**. Aceasta reprezintă normala comună şi invariabilă la profilele evolventice a celor două roţi

Unghiul de angrenare α_w -inghiul format între normala comună în punctul de contact **P** şi o dreaptă perpendiculară pe linia centrelor.

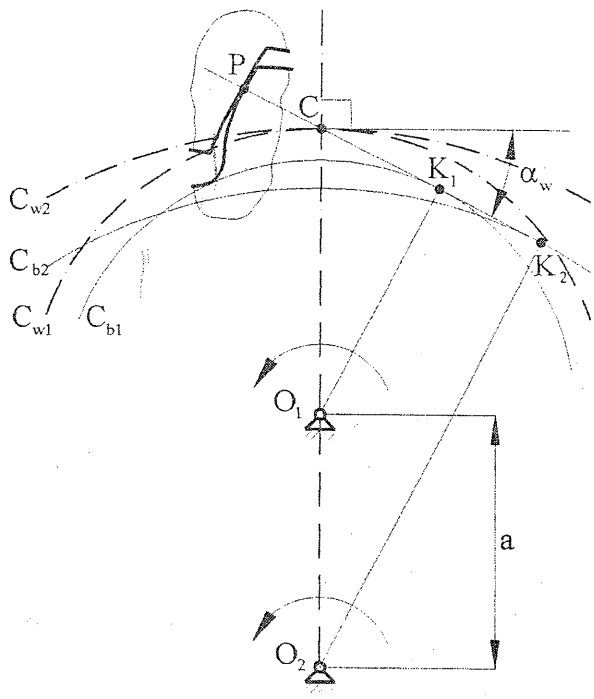


Fig.2.4.4.

Pentru a putea defini şi calcula paremetrii geometrici ai roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi Z_5, Z_6 ,se prezintă cremaliera de referinţă cu ajutorul căria se generează dantura roţilor dinţate.

Cremaliera de referinţă este o cremalieră standardizată (STAS821-82) cu profile rectilinii,care serveşte la definirea geometrică a roţilor dinţate evolventice (fig.2.4.5).

Parametrii geometrici ai cremalierei de referinţă sunt:

Pasul p_0-distanţa dintre două profile omoloage consecutive,măsurată pe dreapta de referinţă sau pe o dreaptă paralelă cu aceasta.Se observă că pe dreapta de referinţă grosimea dintelui şi lăţimea golului dintre dinţi sunt egale.

Înălţimea dintelui h_0 -distanţa dintre dreapta de cap şi cea de picior.

Înălţimea de referinţă a capului piciorului h_{a0} -distanţa dintre dreapta de referinţă şi cea de cap.

Înălţimea de referinţă a piciorului dintelui h_{f0} -distanţa dintre dreapta de referinţă şi cea de picior.

Raza de racordare la piciorul dintelui ρ_0 -raza cercului de racordare dintre profilul dintelui şi dreapta de picior.

Unghiul de inclinare a profilului dintelui α_0 -unghiul profilului format cu o dreaptă perpendiculară pe cea de referinţă.

Jocul radial $c_0 = h_{f0} - h_{a0}$ reprezintă diferenţa dintre înălţimea de referinţă a piciorului dintelui şi cea a capului dintelui,prima mărime fiind mai mare ca cea de-a doua.

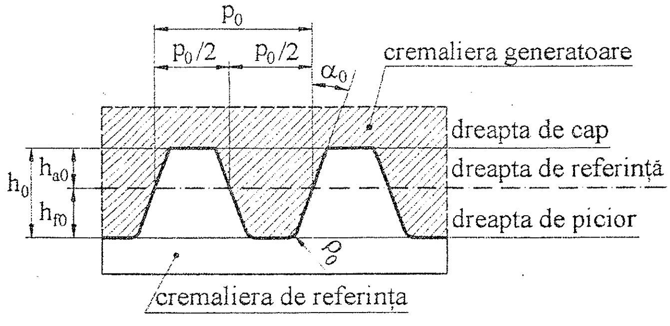


Fig.2.4.5

Formulele de calcul ale parametrilor de referință sunt:

$$p_0 = \pi \cdot m,$$
$$h_{a0} = h^*_{a0} \cdot m, \quad (h^*_{a0} = 1)$$
$$c_0 = c^*_0 \cdot m, \quad (c^*_0 = 0{,}25)$$
$$h_{f0} = (h^*_{a0} + c^*_0) \cdot m,$$
$$h = (2h^*_{a0} + c^*_0) \cdot m,$$
$$\rho = \rho^*_0, \quad (\rho^*_0 = 0{,}38)$$

Parametrii geometrici ai cremalierei de referință se calculează în funcție de o mărime unică numită **modul**,care este un parametru standardizat (STAS 822-82) cu dimensiuni în [mm].

Parametrii geometrici principali ai roții dințate cilindrice exterioare cu dinți drepți se definesc din condiția de angrenare fictivă cu cremaliera de referință (fig 2.4.6).

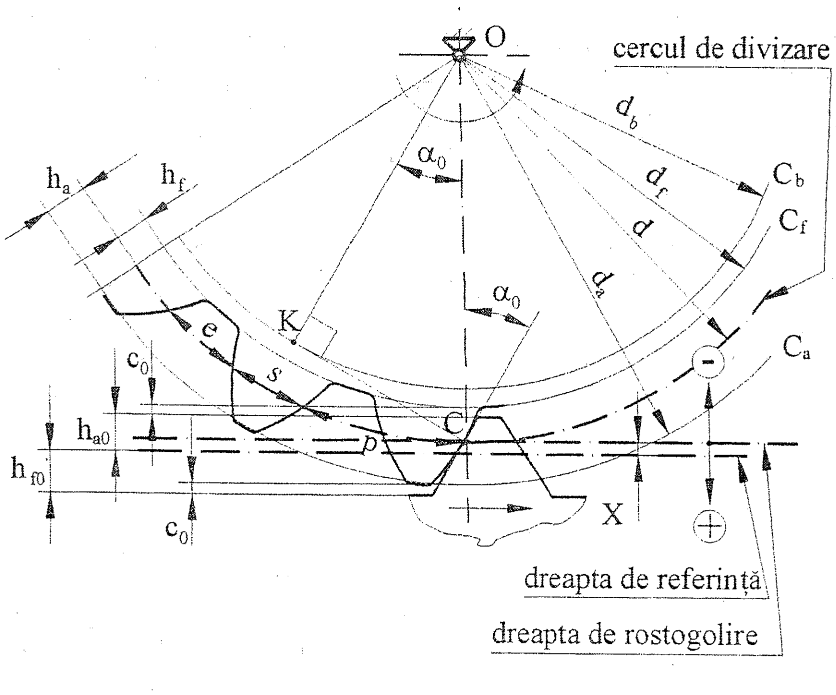


Fig.2.4.6

Cercul de rostogolire al roții în procesul de definire se numeşte **cerc de divizare**,iar parametrii geometrici ai roții dințate se definesc în raport cu cercul de divizare şi modulul cremalierei după cum urmează:

Deplasarea de profil (X) –distanța dintre dreapta de referință şi cea de rostogolire care este tangentă la cercul de divizare :

$$X = x \cdot m$$

Parametrul,**x**,se numeşte **coeficientul deplasării de profil** sau **deplasarea specifică**.

Pasul de divizare,p –arcul de divizare limitat de două profile omoloage consecutive:

$$p = p_0 = \pi \cdot m$$

Diametrul de divizare,d –diametrul cercului de divizare,cerc de lungime $Z \cdot p$:

$$d = \frac{z \cdot p}{\pi} = \frac{z \cdot \pi \cdot m}{\pi} = m \cdot z$$

Înălțimea de divizare a capului dintelui, h_a -distanța radială dintre cercul de divizare si cercul de cap:

$$h_a = h_{f0} - c_0 + X = h_{a0} + X$$

$$h_a = (h^*{}_{a0} + x) \cdot m$$

Înălțimea de divizare a piciorului dintelui h_f -distanța radială dintre cercul de divizare şi cercul de picior:

$$h_f = h_{a0} + c_0 - X$$

$$h_f = (h^*{}_{a0} = c^*{}_0 - x) \cdot m$$

Diametrul de cap, d_a

$$d_a = d + 2h_a$$

$$d_a = (z + 2h^*{}_{a0} + 2x)m$$

Diametrul de picior, d_f

$$d_f = d - 2h_f$$

$$d_f = (z - 2h^*{}_{a0} - 2c^*{}_0 + 2x)m$$

Arcul de divizare al dintelui,s –arcul cercului de divizare limitat de profilele unui dinte.În ipoteza că jocul dintre profile este nul,arcul dintelui pe cercul de divizare (s) este egal cu lățimea golului dintre dinții cremalierei pe dreapza de rostogolire (e_{w0}) (fig 2.4.7):

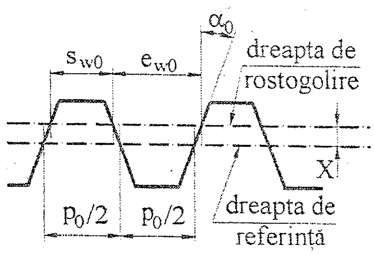


Fig.2.4.7

$$s = e_{w0} = \frac{p_0}{2} + 2X \cdot tg\alpha_0$$

$$s = (\frac{\pi}{2} + 2x \cdot tg\alpha_0)m$$

Arcul de divizare al golului dintre dinți,e: -arcul cercului de divizare limitat de profilele unui gol dintre dinți:

$$e = s_{w0} = \frac{p_0}{2} - 2X \cdot tg\alpha_0$$

$$e = (\frac{\pi}{2} - 2x \cdot tg\alpha_0)m$$

Ungiul de presiune de divizare, α_0 -unghiul dintre tangenta la profil în punctul situat pe cercul de divizare şi raza acestui cerc (fig.2.4.6).Acesta este egal cu unghiul de presiune al profilului cremalierei de referință.

Diametrul de bază, d_b -diametrul cercului de bază c_b:

$$d_b = d \cdot \cos\alpha_0$$

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos\alpha_0$$

Modulul,m -indică mărimea danturii prin intermediul parametrilor p, s, e, h_a, h_f.

Numărul de dinți,z –împreună cu modulul m, determină mărimea roții, prin intermediul parametrilor d, d_a, d_f .

Coeficientul deplasării de profil,x –determină forma dintelui.Profilele dinților cu coeficienți de deplasare diferiți, provin din aceeaşi evolventă,generată de la un cerc de bază unic,având acelaşi modul,însă deplasări de profil diferite.Dintele cu deplasare de profil pozitivă are vârful mai ascuțit şi baza mai lată,iar cel cu deplasare negativă are vârful mai gros şi baza mai îngustă.

Roata dințată interioară se defineşte în acelaşi mod ca şi cea exterioară,pe baza cremalierei de referință,inversându-se dinții cu golurile dintre dinți.Ambele roți dințate Z_5, Z_6 au aceleaşi valori pentru **m,z** şi **x,**deci şi acelaşi cerc de divizare.Cercul de cap alunei roți,nu se suprapune însă peste cercul de picior al celeilalte,intre ele fiind distanşa radială c_0.Expresiile pentru X,p, α_0, d_b rămân aceleaşi,ceilalți parametri sunt după cum urmează:

$$h_a = h_{a2} = h_{f1} - c_0 = (h_{a0} - x)m$$

$$h_f = h_{f2} = h_{a1} + c_0 = (h^*{}_{a0} + c_0 + x)m$$

$$d_a = d_{a2} = d - 2h_a = (z - 2h^*{}_{a0} + 2x)m$$

$$d_f = d_{f2} = d + 2h_f = (z + 2h^*{}_{a0} + 2c_0 = 2x)m$$

$$s = s_2 = e_1 = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot tg\alpha_0\right)m$$

$$e = e_2 = s_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot tg\alpha_0\right)m$$

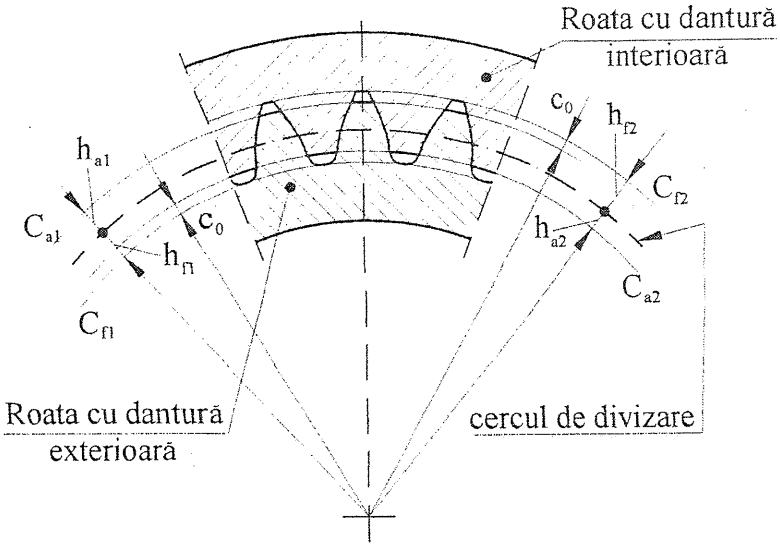


Fig.2.4.8

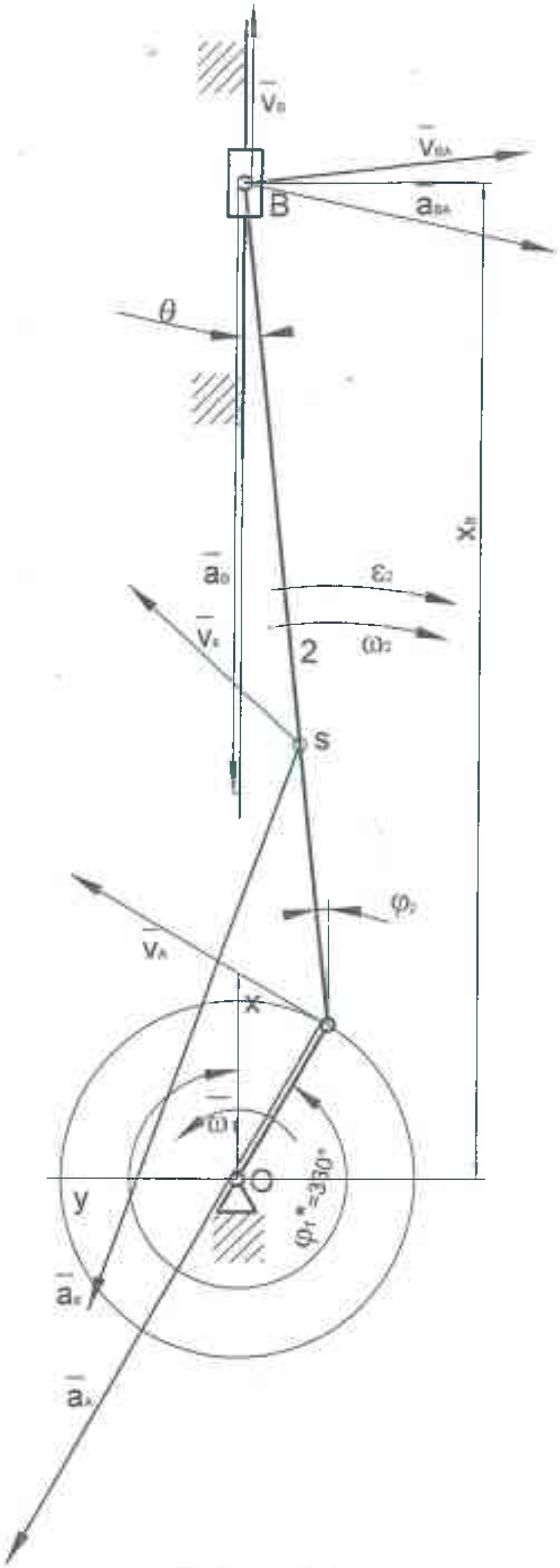
Elementul geometric	**Formula de calcul sau indicația de adoptare**		
Date inițiale privind definirea geometrică a danturilor angrenajului			
Numerele de dinti z_5 şi z_6		21	58
Unghiul de înclinare al dinților β		0	
Modulul (standardizat)	STAS 822-82	7	
Modulul normal m_n	STAS 822-82	7	
Modulul frontal m_f	$m_f = m_n / \cos\beta$	7	
Profilul de referință standardizat ($\alpha_{0n}, h^*_{ao}, c_0$)	STAS 821-82	20°;1;0,25	
Parametrii de bază ai roților dințate şi angrenajului			
$\alpha_0 = \alpha_{0n}$; $h^*_{an} = h^*_{ao}$; $c^*_n = c^*_0$		20^0;1;0,25	
Distanța între axe de referință	$a = m_f(z_6 - z_5)/2$	129,5	
Distanța între axe a_w	$a_w = AINT(a+1)$	130	
Unghiul de presiune in plan frontal α_t	$\alpha_t = arctg(tg\alpha_n / \cos\beta)$	20°	
Unghiul de angrenare frontal α_{tw}	$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w}\cos\alpha_t\right)$	20,597°	

Coeficientul normal al diferenței deplasărilor de profil x_{nd}	$x_{nd}=\frac{z_6-z_5}{2tg\alpha_n}(inv\alpha_{tw}-inv\alpha_t)$	0,072	
Stabilitatea coeficienților deplasărilor de profil ale roților dințate x_1, x_2	Mărimea x_{nd} se repartizează pe cele două roți după criteriul admis,astfel încât să se respecte relația $x_{n2}-x_{n1}=x_{nd}$	0,25	0,25
Involuta unghiului de angrenare	$inv\alpha_{tw}=2\frac{x_6-x_5}{z6-z_5}tg\alpha_n+inv\alpha_t$	0,017	
Unghiul de angrenare	$\alpha_{tw}=\arg(inv\alpha_{tw})$	20,597°	
Distanta între axe α_w	$a_w=a\cdot\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$	130	
Diametrele de divizare	$d_{1(2)}=m_t\cdot z_{1(2)}$	147	406
Diametrele cercurilor de picior	$d_{f1}=d_1-2(h^*_{an}+c^*_n-x_{n1})m$ $d_{f2}=d_2+2m_n(h^*_{an}+c^*_n+x_{n2})$	133	427
Diametrele cercurilor de cap	$d_{a1}=d_1+2m_n(h^*_{an}+x_{n1}-\Delta 1)$ $d_{a2}=d_2-2m_n(h^*_{an}-x_{n2})$	164,5	395,5
Diametrele cercurilor de rostogolire	$d_{w1(2)}=d_{1(2)}\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}}$	147,56	407,56
Diametrele cercurilor de baza	$d_{b1(2)}=d_{1(2)}\cdot\cos\alpha_t$	138,13	381,51
Unghiul de presiune frontal la capul dintelui	$\alpha_{ta1(2)}=\arccos[\frac{d_{b1(2)}}{d_{a1(2)}}]$	32,88°	15,28°
Unghiul de înclinare pe cilindrul de bază	$\beta_b=\arcsin(\sin\beta\cdot\cos\alpha_n)$	0°	
Unghiul de inclinare pe cilindrul de cap	$\beta_a=arctg(\frac{d_a}{d}\cdot tg\beta)$	0°	
Verificarea evitării fenomenelor negative specifice generării danturii			
Verificarea lipsei subtăierii dinților pinionului Coeficientul normal minim al profilului la limitasubtăierii dinților pinionului	$x_{n1}\geq x_{n1\min}$ Unde: $x_{n1\min}=h^*_{hn}-\frac{z_1\cdot\sin^2\alpha_t}{2\cos\beta}$	0,25>-0,228	
Verificarea lipsei ascuțirii dinților pinionului. Arcul de cap normal al dintelui pinionului	$S_{an1}\geq 0{,}25\cdot m_n$ $S_{an1}=[\frac{0{,}5\pi+2x_{n1}\cos\beta\cdot tg\alpha_t}{z_1}+$ $+(inv\alpha_t-inv\alpha_{ta1})]\cdot d_{a1}\cos\beta_{a1}$	4,23>1,75	

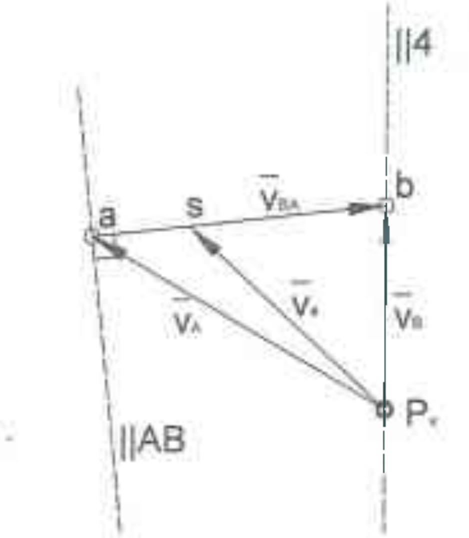
Verificarea lipsei ascuțirii dinților roții conduse Arcul de cap normal al dintelui roții conduse.	$S_{an2} \geq 0{,}25 \cdot m_n$ $S_{an2} = [\frac{0{,}5\pi - 2x_{n2}\cos\beta \cdot tg\alpha_t}{z_2} +$ $+(inv\alpha_{ta2} - inv\alpha_t)]d_{a2}\cos\beta_{a2}$	6,15>1,75
Verificarea condițiilor de evitare a subtăierilor de diferite tipuri care pot apare la dinții roților cu danturi cilindrice interioare prelucrate cu cuțit roată.		
Verificarea la subtăiere tip CAP.D-R2/CAP.D-CR	$H_S < 0$ $unde:$ $h_s = 0{,}5\sqrt{d^2_{b2} + (a_{w0}\sin\alpha_{tw0})^2} - 0{,}5d_{a2}$	$-7{,}802 \cdot 10^4 < 0$
Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui roții cu dantură interioară.	$\psi_{ta2} = \frac{\pi}{2} - \frac{2x_{n2}tg\alpha_n}{z_2} - inv\alpha_t + inv\alpha_{ta2}$	0,016
Calculul parametrilor geometrici şi cinematici calitativi, ai angrenajelor paralele interioare şi (R1-roata1(pinionul),R2-roata 2 (cu dantură interioară))		
Verificarea la interferență tip PIC.D-R1/CAP.D-R2	$\rho_{f1} \geq \rho_{l1}$ $\rho_{f1} = 0{,}5d_{b2}tg\alpha_{ta2} - a_w\sin\alpha_{tw}$ $\rho_{l1} = 0{,}5d_1\sin\alpha_t - \frac{h^*_{an} - x_{n1}}{\sin\alpha_t}m_n$	6,38<9,78
Verificarea condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale celor două roți		
Parametrul auxiliar de calcul	$\chi_{12} = \frac{z_1}{z_2}inv\alpha_{ta1} - inv\alpha_{ta2} +$ $+(1 - \frac{z_1}{z_2})inv\alpha_{tw}$	0,014
Unghi auxiliar	$\mu = \arccos[\frac{d^2_{a2} - d^2_{a1} - 4^2a_w}{4a_wd_{a1}}]$	1,569
Verificarea la interferență tip CAP.D-R1/CAP.D-R2	$v = \frac{Z_1}{Z_2}\mu - \arcsin(\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\sin\mu) + \chi_{12}$	O,153
Verificarea condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale celor două roți la montarea în angrenaj prin deplasare radială a roților.		
	Dacă $d_{a1}/\ d_{a2} < 1$,autnci montajul radial nu este posibil şi verificarea în continuare nu are sens	0,41<1
Parametru unghiular auxiliar	$\mu` = \sqrt{\frac{(d_{a1}/d_{a2})^2 - 1}{(z_2/z_1)^2 - 1}}$	0,849
Verificarea la interferență tipCAP.D-R1/CAP.D-R2/MONTAJ RADIAL	Dacă $\mu` > \mu$ ,atunci interferența nu are loc şi nu se mai fac verificări. Dacă $\mu` < \mu$,atunci se continuă verificarea	O,849<1,569
Parametrul de criteriu intereferenței	$v` = \frac{z_1}{z_2}\mu` - \arcsin(\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\sin\mu`) + \chi_{12}$	0,004

Verificarea la interferență tip CAP.D-R1/CAP.D-R2/MONTAJ RADIAL	Dacă $v`>0$ ,atunci interferența de această speță nu are loc. Dacă $v`<0$,atunci se continuă verificarea.	0,004>0	
Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui	$\psi_{ta1}=\frac{\pi}{2z_1}+\frac{2x_{n1}tg\alpha_n}{z_1}+inv\alpha_t-inv\alpha_{a1}$	0,026	
Mărimi auxiliare	$\eta`=\frac{z_1}{\pi}(\mu`=\psi_{ta1})$ $\mu_x=\psi_{ta1}+\pi\cdot\frac{n_x}{z_1}$ În care n_x ,reprezintă valoarea întreagă a valorii $n`-2+x$,unde x=1,2,3,4.	–	
Parametrii de criteriu ai interferenței	$v_x=\frac{z_1}{z_2}\mu_x-\arcsin(\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\sin\mu_x)+\chi_{12}$	–	
Verificarea la interferență tip CAP.D-R1/CAP.D-R2/MONTAJ RADIAL	Dacă toate valorile $v_x(x=1,2,3,4)$,sunt negative,atunci montajul radial nu este posibil.	–	–
Verificarea continuității angrenării			
Gradul de acoperire frontal	$\varepsilon_\alpha=\frac{\sqrt{d_{a1}^2-d^2{}_{b1}}-\sqrt{d_{a2}^2-d_{b2}^2}+2\alpha_w\sin\alpha_{tw}}{2\pi m_t\cos\alpha_t}$	1,852	
Gradul de acoperire axial	$\varepsilon_\beta=\frac{b\sin\beta}{\pi m_n}$ $b=\psi_a\cdot a_w$,unde $\psi_a=(0{,}2-0{,}6)a_w$ Se recomandă $\varepsilon_\beta\geq 1$	0	
Gradul de acoperire total $\varepsilon_\gamma,\varepsilon_\gamma>1{,}2$	$\varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$	1,852	
Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor			
Unghiul de presiune frontal pe cilindrul de diametrul $d+2x_n m_n$	$\alpha_{twN}=\arccos[\frac{z\cos\alpha_t}{z+2x_n\cos\beta}]$	23,38°	21,30°
Numărul teoretic de dinți respectiv de goluri,pentru măsurarea lungimii peste dinți respectiv peste goluri	$N`=\frac{z}{\pi}(\frac{tg\alpha_{twN}}{\cos^2\beta_b}-\frac{2x_n tg\alpha_n}{z}-inv\alpha_t)$	2,81	6,86
Numărul real de dinți pentru năsurarea lungimi peste dinți/goluri	$N_{1(2)}$ reprezintă valoarea întreagă a mărimii $N`+0{,}5$	3	7
Lungimea normală peste dinți/goluri	$W_{nN}=[\pi(N-0{,}5)+2x_n tg\alpha_n z\cdot inv\alpha_t]\cdot m_n\cos\alpha_n$	61,49	148.78

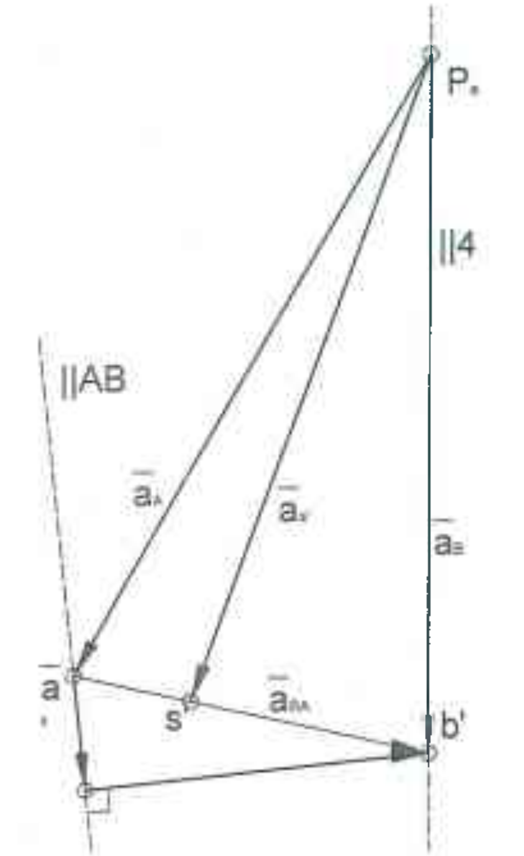
Verificarea încadrării punctelor de contact ale lungimii W_{nN} pe flancurile evolventice ale danturii	$\rho_{f1} < 0{,}5W_{nN}/\cos\beta < \rho_{a1}$ $\rho_{f2} < 0{,}5W_{nN}/\cos\beta < \rho_{a2}$ În care:	11,62<30,74< 42,11	
Raza de curbură a profilului frontal în punctul de intrare/ieşire din angrenare	$\rho_{f1} = 0{,}5d_{b2}tg\alpha_{ta2} - a_w \sin\alpha_{tw}$ $\rho_{f2} = 0{,}5d_{b1}tg\alpha_{ta1} + a_w \sin\alpha_{tw}$	11,62	128,23
Raza de curbură a profilului la capul dintelui	$\rho_{a1(2)} = 0{,}5d_{b1(2)}tg\alpha_{ta1(2)}$	44,66	51,12
Verificarea măsurabilității dimensiunii $W_{nN1(2)}$	$b \geq WnN1(2)\cos\beta_b + (2...5)mm$	3380 > 63,49	3380 > 150,78
Coarda constantă normală a dintelui	$\overline{S}_{cn1} = (\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha_n + x_{n1}\sin 2\alpha_n)m_n$ $\overline{S}_{cn2} = (\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha_n - x_{n2}\sin 2\alpha_n)m_n$	10,83	8,58
Verificarea condițiilor de măsurare ale coardei constante	$\rho_{tS1} > \rho_{f1}$ $\rho_{tS2} < \rho_{f2}$ În care:	30,9 > 6,38	64,86 < 90,39
Razele de curbură ale profilului frontal în punctele care definesc coarda constantă	$\rho_{tS1} = 0{,}5(d_{b1}tg\alpha_t + \overline{S}_{cn1}\frac{\cos\beta_{b1}}{\cos\alpha_n})$ $\rho_{tS2} = 0{,}5(d_{b2}tg\alpha_t - \overline{S}_{cn2}\frac{\cos\beta_{b2}}{\cos\alpha_n})$	30,90	64,86
Înălțimea la coarda constantă a dintelui	$\overline{h}_{cn1} = 0{,}5(d_{a1} - d_1 - \overline{S}_{cn1}tg\alpha_n)$ $\overline{h}_{cn2} = 0{,}5(d_2 - d_{a2} - \overline{S}_{cn2}tg\alpha_n)$	6,778	3,68



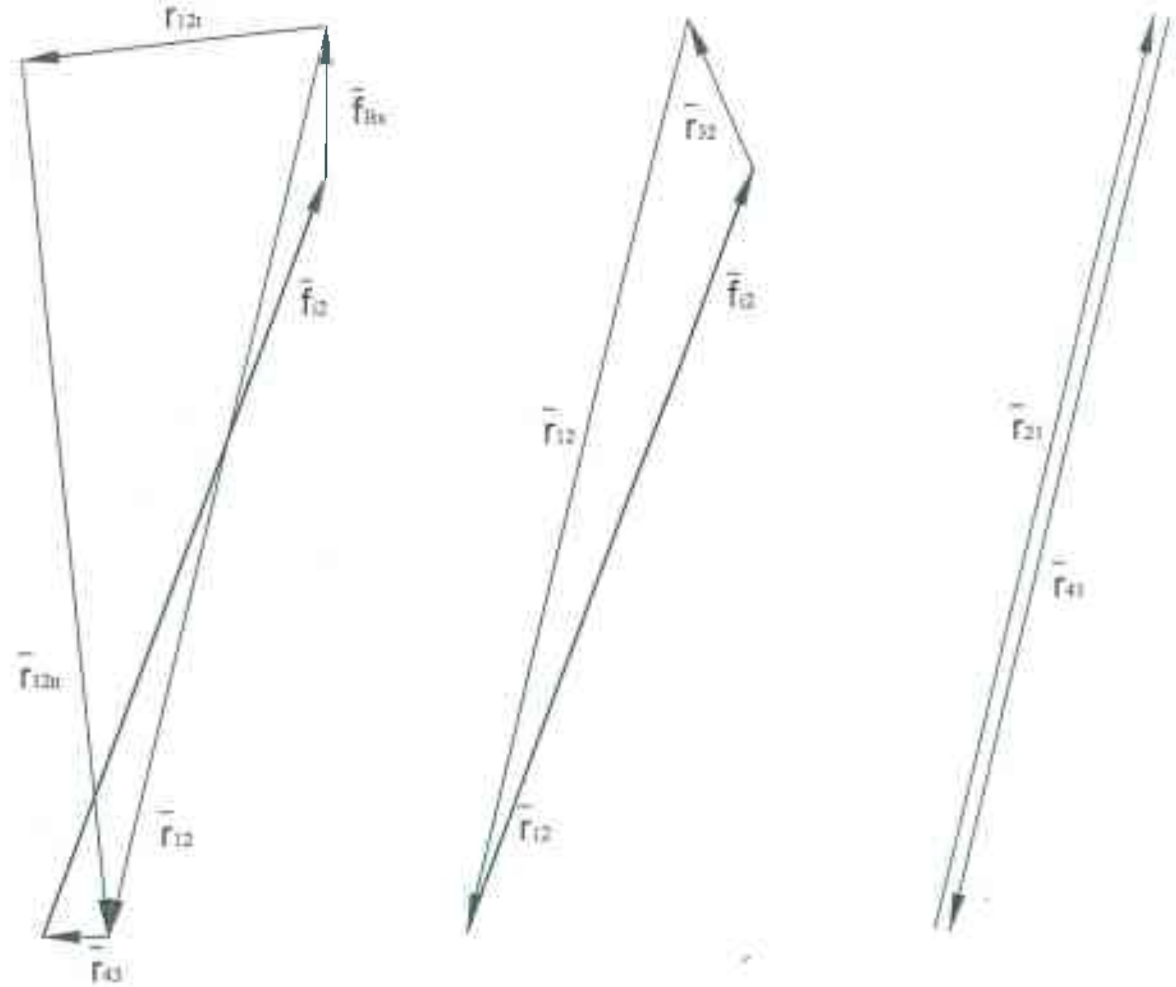
$$k_l = \frac{l_{reala}[m]}{l_{repr}[mm]} = \frac{0,256}{128} = 0,002\,m/mm$$



$$k_v = \frac{\bar{v}_A[ms^{-1}]}{P_v a} = \frac{22,661}{45,332} = 0,5\frac{m/s}{mm}$$

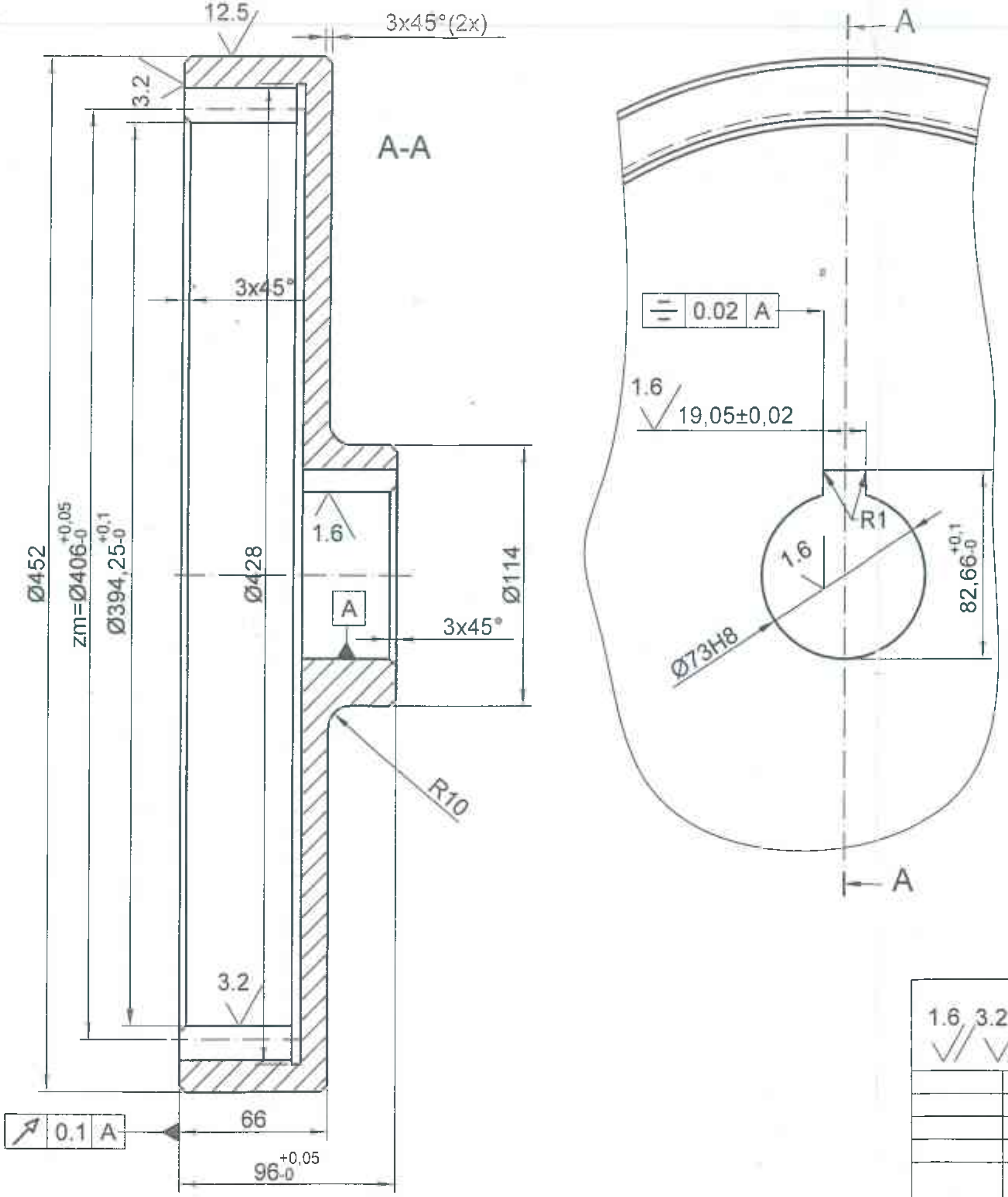


$$k_a = \frac{\bar{a}_A[ms^{-2}]}{P_a a} = \frac{9492,21}{94,922} = 100\frac{m}{mm}s^{-2}$$



$$k_f = \frac{F_{i2}[daN]}{f_{i2}[mm]} = \frac{2143,9}{107,1945} = 20\frac{daN}{mm}$$

			Mecanismul manivela piston.
			Analiza cinetostatica. Metoda grafo-analitica



Numarul de dinti	58
Modulul normal	7
Cremaliera de referinta	20°-1-0,20
Deplasarea specifica	+0,25
Inaltimea dintelui	14,99
Clasa de precizie	9
Diametrul de divizare	406
Lungimea peste 6 dinti	130±0,25
Toleranta la variatia lungimii peste 6 dinti	0,05
Distanta intre axe	130±0,25
Roata conjugata – Numarul de dinti	21
Roata conjugata – Numarul desenului	1

Conditii tehnice:

1. Tolerante STAS 2300-88
2. Muchiile ascutite se vor tesi 0.5+45°

1.6 3.2 12.6

Mecanism cu roti dintate

Roata dintata cilindrica cu dantura interioara