



**Departamentul Autovehicule și Transporturi**  
*Disciplina Organe de Mașini*

# **PROIECT DE AN LA DISCIPLINA**

## **Organe de Mașini**

**Autor: Student Taryn-Aurora IVAN**  
**Programul de studii: Robotică**  
**Grupa: 4LF822**

**Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN**  
**Dr. ing. Eugen BUTILĂ**  
**Drd. ing. Diana BUZDUGAN**

**UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV**

**FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ**

***Disciplina Organe de Mașini***

# **MEMORIU TEHNIC**

**Autor: Student Taryn-Aurora IVAN**  
**Grupa: 4LF822**

**Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN**  
**Dr. ing. Eugen BUTILĂ**  
**Drd. ing. Diana BUZDUGAN**

## CUPRINS

Prefață.....	4
1. Aspecte generale și tema de proiectare .....	5
2. Schema structurală și parametri cinetostatici .....	6
3. Predimensionarea angrenajului cilindric .....	7
4. Predimensionarea arborilor și alegerea rulmenților .....	16
5. Modelarea și simularea cinematică a mecanismului .....	19
6. Verificarea (dimensionarea) angrenajului .....	19
7. Forțe în angrenajul cilindric .....	24
8. Alegerea și calculul asamblărilor cu pene paralele .....	25
9. Proiectarea formei și generarea modelelor în CATIA ale parturilor pentru subansamblele principale .....	26
10. Generare subansamble rulmenți, arbori și angrenaj .....	26
11. Generare subansamble carcase .....	29
12. Generare model 3D (ansambu) .....	32
13. Verificarea arborilor .....	35
14. Verificarea rulmenților .....	48
15. Modelarea și generarea desenului de ansamblu .....	49
16. Modelarea și generarea desenelor de execuție .....	50
Bibliografie .....	52

### ANEXE (aplicații în CATIA)

1. Modelul dinților roților nedeplasate în angrenare
2. Modelul angrenajului cilindric cu danturi deplasate și verificarea continuității angrenării
3. Model pentru simularea cinematică a mecanismului
4. Modelul 3D al reductorului
5. Desenul de ansamblu al reductorului
6. Desene de execuție

## PREFAȚĂ

Disciplina *Organe de mașini* este prima disciplină cu caracter aplicativ din programul de pregătire a studenților de la programele de studiu cu profil mecanic prin faptul că implică activități de proiect cu tematici concrete, care se finalizează cu documentație tehnică scrisă și grafică (desen de ansamblu și desene de execuție).

Scopul proiectului la disciplina *Organe de mașini* este să dezvolte abilitățile practice ale studenților de proiectare bazat, pe de-o parte, pe implementarea cunoștințelor, cu precădere, de Mecanică, Rezistența materialelor și Tehnologia materialelor, dobândite în decursul anilor I și II, pentru calcule de dimensionare și/sau de verificare, și pe de altă parte, de Desen tehnic, Infografică și Programare pentru reprezentarea grafică a soluțiilor calculate în documente de execuție, montaj, uilizare și chiar de reciclare a viitorului produs. Astfel, aceștia sunt puși în fața faptului de a soluționa în mod independent o lucrare de proiectare, pe baza algoritmilor, metodelor specifice și pachetelor software avansate din domeniu.

Ca suport pentru derularea activității la proiectul de an la disciplina *Organe de mașini* s-a utilizat prezentul *Îndrumar de proiectare* care a fost structurat astfel încât să înlesnească activitatea de instruire a studenților atât pentru a dobândi cunoștințe teoretice cât și abilități practice de lucru cu pachete performante software. Pentru a răspunde, în totalitate, cerințelor impuse prin tema de proiectare este necesar să se urmărească atât etapele de calcul propriu-zis structurate algoritmicizat cât și identificarea soluțiilor constructive adecvate, ținând cont și de normle și standardele actuale.

Tematica proiectului privind proiectarea reductoarelor cilindrice s-a adoptat, pe de-o parte, pentru a acoperi aplicativ a cât mai multe cunoștințe prezentate teoretic la curs și, pe de altă parte, ca abilitățile dobândite de studenți în urma finalizării acestuia să fie suport pentru proiectele ulterioare în cadrul disciplinelor de specialitate.

Deoarece, în ultimul timp, utilizarea calculatorului în activitatea de proiectare s-a consacrat prin apariția de pachete software de calcul, de analiză și de reprezentare grafică laborioase cu interfețe utilizator prietenoase, structura acestei lucrări a fost concepută pentru integrarea în toate etapele de rezolvare a tematicii propuse a tehnologiilor informatice actuale. Această dezvoltare a fost favorizată și de suportul susținut al conducătorilor departamentului Autovehicule și Transporturi, facultății de Inginerie Mecanică și Universității *Transilvania* din Brașov, pe de-o parte, de a achizițione de pachete software performante, chiar și pentru activitatea didactică la nivel de licență și, pe de altă parte, de a asigura săli dotate cu calculatoare performante la nivelul calculator-student. Astfel, în cadrul activităților de proiect și laboartor la disciplina *Organe de mașini*, și nu numai, s-au dezvoltat și implementat aplicații practice bazate pe pachete software performante actuale (MDESIGN, CATIA, ANSYS). Pentru a facilita lucrul studenților cu aceste softuri s-au conceput aplicații de tip ghid care să permită parcurgerea logică a etapelor cu luarea de decizii pe parcurs fără a elimina contribuțiile proprii atât la nivel de concept cât și de detaliu.

Pentru accesarea rapidă a informațiilor necesare privind desfășurarea calculelor precum și pentru documentare privind soluțiile constructive (inclusiv, cele standardizate) și elaborare a documentației finale (memoriu tehnic, desene de anasamblu și de execuție) s-au folosit documente suport integrate într-un algoritm de proiectare predestinat, dar și general, care acoperă mai multe variante de proiectare. Această structurare permite rezolvarea proiectului de fiecare student prin personalizări proprii, favorizat fiind și de exemplele aplicative accesibile ca documente distincte în îndrumarul de proiectare.

Autorul,

# 1. ASPECTE GENERALE ȘI TEMA DE PROIECTARE

## 1.1 Descriere generală a produsului

Reductorul de turație este un sistem mecanic demontabil, cu mișcări relative între elemente active (roți dințate, arbori, rulmanți) care are ca parametri de intrare, puterea (momentul de torsiune) și turația (viteza unghiulară) arborelui de intrare și, ca parametri de ieșire, puterea (momentul de torsiune) și turația (viteza unghiulară) arborelui de ieșire.

Pe lângă funcția principală de transmitere a momentului de torsiune și mișcării de rotație prin angrenajele cu roți dințate cilindrice se urmărește și îndeplinirea următoarelor funcții auxiliare: de construcție modulară, de respectarea prevederilor de interschimbabilitate cerute de standardele din domeniu; de respectarea condițiilor de protecție a omului și mediului etc.



## 1.2 Obiective și date de proiectare

### *Obiectivele proiectului*

#### *Obiectivul principal*

Dobândirea și dezvoltarea de către studenți de cunoștințe și abilități pentru identificarea, calculul și proiectarea formei elementelor componente ale transmisiilor mecanice, cu precădere reductoare cilindrice, în vederea execuției și montajului acestora.

#### *Obiective specifice*

- dezvoltarea de cunoștințe fundamentale privind calculul și proiectarea elementelor transmisiilor mecanice, inclusiv aspecte privind alegerea materialelor și a tehnologiile de execuție și montaj;
- calculul elementelor și subansamblelor specializate ale transmisiilor mecanice de tip reductor de turație cilindric (angrenaj, roți dințate, arbori, rulmenți etc.);
- dezvoltarea de cunoștințe de identificare și proiectare a formelor elementelor și subansamblelor transmisiilor mecanice, cu precădere a reductoarelor cilindrice;
- dezvoltarea de abilități practice de utilizare a pachetelor performante de calcul (MDESIGN și ANSYS) și pentru reprezentare grafică (CATIA);
- dezvoltarea de abilități practice de elaborare a documentației grafice (modele 3D, desene de ansamblu și de execuție);
- dezvoltarea de abilități practice de elaborare a documentației scrise (memoriul tehnic).

### *Date de proiectare*

Tema de proiectare a unui produs, de obicei, este lansată de către un beneficiar și reprezintă o înșiruire de date, cerințe și condiții tehnice care constituie caracteristicile și performanțele impuse viitorului produs.

În tabelul următor se prezintă datele de proiectare impuse pentru o situație practică cerută, unde  $P_i$  [kW] reprezintă puterea la intrare,  $n_i$  [rot/min] - turația la intrare,  $i_R$  - raportul de transmitere al

reductorului,  $L_h^{imp}$  [ore] - durata de funcționare impusă, PA - planul axelor roților angrenajului cilindric: orizontal (H) sau vertical (V),  $z_1^{cil}$  - numărul de dinți ai pinionului cilindric.

$P_i$ [kW]	$n_i$ [rot/min]	$i_R$	$L_h^{imp}$ [ore]	PA	$z_1^{cil}$
7,5	1000	6	10000	Vj	18

*Condiții de funcționare și constructive*

Condiții de funcționare:

- tipul mașinii (utilajului) în care se integrează: elevator auto sau stand testare frâne;
- tipul încărcării exterioare: alternativă cu șocuri;
- tipul motorului de acționare: electric, asincron cu rotorul în scurtcircuit;
- nivel de vibrații și zgomot, max 25 dB;
- caracteristicile mediului în care funcționează: temperatura (- 20 ... 60 °C), umiditate max 30 g/m<sup>3</sup>;

Condiții constructive: intrarea și ieșirea pe părți opuse; arborele de ieșire plin.

Condiții ecologice: utilizarea de materiale și tehnologii eco, reciclarea materialelor, protecția vieții; volum minim; greutate minimă.

*Domenii de utilizare*

Reductorul de turație de proiectat se poate integra în structurile unor mașini de ridicat și transportat (de ex. elevatoare pentru ridicarea autoturismelor), instalații de tesare (de ex. pentru frâne) etc.

## 2. SCHEMA STRUCTURALĂ ȘI PARAMETRI CINETOSTATICI

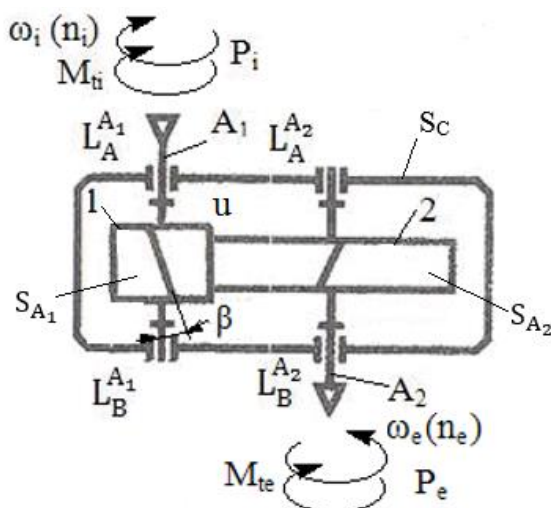
### 2.1 Schema structurală

*Schema structurală funcțional-constructivă*

În figură se prezintă schema structurală funcțional-constructivă generală a reductoarelor cilindrice cu o treaptă. Din punct de vedere funcțional se evidențiază următoare părți: angrenaj cilindric cu dantură înclinată;  $1^I$  – pinion cilindric;  $2^I$  – roată cilindrică;  $A_1$  – arbore de intrare;  $A_2$  – arbore de ieșire;  $L_A^{A_1}$  - lagărul A al arborelui  $A_1$ ;  $L_B^{A_1}$  - lagărul B al arborelui  $A_1$ .

Din punct de vedere constructiv, reductorul de turație formează un ansamblu compus din subansamble și elemente constructive. Subansamblele sunt structuri independente, care se evidențiază pînă într-un grup compact compus, în configurație minimă, din cel puțin două elemente constructive sau din alte subansamble și elemente constructive, în interacțiune permanentă, formate ținându-se cont, cu precădere, de tehnologiile de montaj, de întreținere și de exploatare.

În cazul reductoarelor cilindrice cu o treaptă se definesc următoarele subansamble:  $S_{A_1}$  - subansamblul arborelui de intrare,  $S_{A_2}$  - subansamblul arborelui de ieșire, și  $S_c$  – subansamblul carcasă care le susține pe primele două.



## 2.2 Parametri cinetostatici

### Numere de dinți și raportul de angrenare

Considerând valorarea numărului de dinți ai pinionului cilindric,  $z_1 = z_1^{\text{cil}}$  se determină valoarea numărului de dinți ai roții cilindrice. În tabelul următor se prezintă sintetic aceste valori precum și abaterea  $A_b$  a raportului de angrenare recalculat față de cel de transmitere impus; această abatere respectă limita de max  $\pm 2\%$ .

$z_1^I$	$z_2^I$	$u_{\text{rec1}}^I$	$i_R^I$	$A_b$
18	108	6	6	0%

### Puteri, turații și momente de torsiune

Valorile puterilor, turațiilor și momentelor de torsiune la nivelul arborilor reductorului sunt:

Arborele	Puterea [kW]	Turația [rot/min]	Momentul de torsiune [Nmm]
Arborele intrare ( $A_1$ )	$P_1 = 7,5$	$n_1 = 1000$	$M_{t1} = 71620$
Arborele de ieșire ( $A_2$ )	$P_2 = 7,2$	$n_2 = 166,66$	$M_{t2} = 412531$

**Obs.** S-a considerat randamentul angrenajului cilindric,  $\eta = 0,96$ .

## 3. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI CILINDRIC

### 3.1 Alegerea oțelului roților dințate, tratamentelor termice și tehnologiilor

#### Alegerea tipului oțelului și tratamentelor termice

Deoarece,  $M_{ti} = 71620 \text{ Nmm} > 30000...40000 \text{ Nmm}$ , se adoptă pentru roțile angrenajului, oțel de cementare.

#### Alegerea oțelului, durităților și rezistențelor

Pentru ambele roți dințate se adoptă oțelul, 20TiMnCr12 (0,20% C, aliat cu Titan, Mangan și Crom 1,2%) cu caracteristicile mecanice din tabel.

Oțelul	Limita de curgere, $\sigma_c$ [MPa]	Rezistența la rupere, $\sigma_r$ [MPa]	Tratamentul termic de bază	Duritățile flancurilor dinților roților	Duritățile zonelor interioare ale dinților	Tensiunea limită la contact, $\sigma_{Hlim}$ [MPa]	Tensiunea limită la încovoiere, $\sigma_{Flim}$ [MPa]
20TiMnCr 12	850	1100	Cementare	HRC <sub>1,2</sub> = 60	HB <sub>1,2</sub> = 320	1530	400

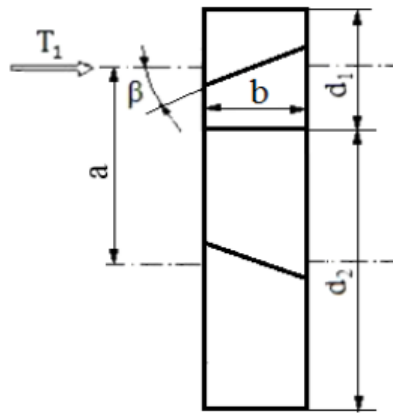
#### Procedee de prelucrare a danturilor roților cilindrice

Corespunzător tipului oțelului și tratamentului termic adoptate se impune prelucrarea prin frezare înainte de cementare și prin rectificare după călire și revenire.

### 3.2 Predimensionarea angrenajului cilindric

#### Determinarea modulului frontal al danturilor roților cilindrice

În figură se prezintă schema parametrilor principali de calcul a angrenajului cilindric în care se evidențiază momentul de torsiune al pinionului ( $T_1$ ) și parametri geometrici principali de calcul: diametrul de divizare al pinionului ( $d_1$ ), diametrul de divizare al roții ( $d_2$ ), lățimea danturii ( $b$ ), distanța dintre axe de referință ( $a$ ), unghiul de înclinare a danturii ( $\beta$ ).



#### Date de intrare

În tabelul următor sunt sintetizate valorile parametrilor de calcul cunoscuți.

Denumirea parametrului	Simbolul	Valoarea	Unitatea de măsură
Raportul de angrenare	$u$	6	-
Numărul de dinți al pinionului	$z_1$	18	-
Momentul de torsiune al pinionului	$T_1$	71620	Nmm
Turația pinionului conic	$n_p$	1000	rot/min
Durata de funcționare impusă	$L_{h \text{ imp}}$	10000	ore
Tensiunea limită la oboseala de contact,	$\sigma_{Hlim}$	1530	MPa
Tensiunea limită la oboseala încovoiere,	$\sigma_{Flim}$	400	MPa
Unghiul de înclinare a danturii	$\beta$	12	° (grade)

#### Calculul modulului frontal din solicitarea de contact

Valoarea modului exterior din solicitarea de contact se determină cu relația,

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d z_1^3 \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2 \frac{u \pm 1}{u}}$$

conform datelor următoare:

$T_1$	= 71620	Nmm	$u$	= 6		$\beta$	= 12	°	$z_1$	= 18	
$K_A$	= 1.5		$K_v$	= 1.1		$K_{H\alpha}$	= 1.35		$K_{H\beta}$	= 1.5	
$Z_E$	= 190	MPa <sup>1/2</sup>	$Z_H$	= 2.472		$Z_\epsilon$	= 0.92		$\Psi_d$	= 0.75	
$\sigma_{HP}$	= 1330.43	MPa									

Calculează

$$m_H = 2.361640601550 \text{ mm}$$

unde,  $T_1$  reprezintă momentul de torsiune al pinionului ( $M_{t1}$ ),  $u$  - raportul de angrenare,  $\beta$  - unghiul de înclinare a danturii,  $z_1$  - numărul de dinți ai pinionului cilindric,  $K_A$  - factorul regimului de funcționare,  $K_v$  - factorul dinamic,  $K_{H\alpha}$  - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe perechile de dinți aflate în angrenare pentru solicitarea de contact,  $K_{H\beta}$  - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe lungimea dintelui pentru solicitarea de contact,  $Z_E$  - factorul de elasticitate a materialelor roților,  $Z_H$  - factorul zonei de contact,  $Z_\epsilon$  - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de contact,  $\psi_d = b/d_1$  - factorul de lățime,  $\sigma_{HP}$  - tensiunea admisibilă la solicitarea de contact.

#### Calculul modulului frontal exterior din solicitarea de încovoiere

Valoarea modului frontal din solicitarea de încovoiere se determină cu relația,



$$m_F = \sqrt[3]{\frac{2 T_1}{\psi_d z_1^2 \cos \beta} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \max\left(\frac{Y_{Sa1} Y_{Fa1}}{\sigma_{FP1}}, \frac{Y_{Sa2} Y_{Fa2}}{\sigma_{FP2}}\right)}$$

conform datelor următoare:

$T_1$	=	<input type="text" value="71620"/>	Nmm	$u$	=	<input type="text" value="6"/>	$\beta$	=	<input type="text" value="12"/>	°	$z_1$	=	<input type="text" value="18"/>
$K_A$	=	<input type="text" value="1.5"/>	$K_V$	=	<input type="text" value="1.1"/>	$K_{F\alpha}$	=	<input type="text" value="1.35"/>	$K_{F\beta}$	=	<input type="text" value="1.45"/>		
$Y_{Fa1}$	=	<input type="text" value="3.2"/>	$Y_{Fa2}$	=	<input type="text" value="2.6"/>	$Y_{Sa1}$	=	<input type="text" value="1.5"/>	$Y_{Sa2}$	=	<input type="text" value="1.8"/>		
$Y_\beta$	=	<input type="text" value="0.9"/>	$Y_\epsilon$	=	<input type="text" value="0.76"/>	$\psi_d$	=	<input type="text" value="0.75"/>					
$\sigma_{FP1}$	=	<input type="text" value="533.33"/>	MPa	$\sigma_{FP2}$	=	<input type="text" value="533.33"/>	MPa						

$$m_F = \boxed{2.28830316739} \text{ mm}$$

unde,  $T_1$  reprezintă momentul de torsiune al pinionului ( $M_{t1}$ ),  $u$  - raportul de angrenare,  $\beta$  - unghiul de înclinare a danturii,  $z_1$  - numărul de dinți al pinionului cilindric,  $K_A$  - factorul regimului de funcționare,  $K_V$  - factorul dinamic,  $K_{F\alpha}$  - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe perechile de dinți aflate în angrenare pentru solicitarea de încovoiere,  $K_{F\beta}$  - factorul repartizării neuniforme a sarcinii pe lungimea dintelui pentru solicitarea de încovoiere,  $Y_{Fa1}$  - factorul de formă a dinților pinionului cilindric,  $Y_{Fa2}$  - factorul de formă a dinților roții cilindrice,  $Y_{Sa1}$  - factorul de corecție a tensiunii la baza dinților pinionului cilindric,  $Y_{Sa2}$  - factorul de corecție a tensiunii la baza dinților roții cilindrice,  $Y_\beta$  - factorul înclinării dinților,  $Y_\epsilon$  - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de încovoiere,  $\psi_d = b/d_1$  - factorul de lățime,  $\sigma_{FP1}$  - tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere pentru pinion,  $\sigma_{FP2}$  - tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere pentru roată.

#### Modulul frontal calculat

Ținând cont de valorile modului frontal exterior obținute din calculele la solicitările de contact și de încovoiere rezultă,

$$m_c = \max(m_H, m_F) = \max(2,36; 2,29) = 2,36 \text{ mm.}$$

Astfel, se evidențiază că solicitarea de contact este solicitarea principală.













#### Standardizarea modului normal și parametri geometrici principali

Ca urmare a standardizării modului normal se pot determina parametri principali ai angrenajului cilindric.


















Parametrul	Simbolul	Valoarea [mm]	Observații
Modulul frontal calculat	$m_c$	2,36	
Modulul normal calculat	$m_{nc} = m_c \cos \beta$	2,308	
Modulul normal (standardizat)	$m_n$	2,5	
Modulul frontal	$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$	2,55585	
Diametrul de divizare al pinonului	$d_1 = m z_1$	46,0053	$a = (d_1 + d_2)/2$ , 161,0186= (46,0053+276,0318)/2 (se verifică)
Diametrul de divizare al roții	$d_2 = m z_2$	276,0318	
Distanța dintre axe de referință	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	161,0186	
Lățimea danturii roții	$b_2 = b = \psi_d d_1$	35	
Lățimea danturii pinionului	$b_1 = b_2 + 4 \dots 6$	39	

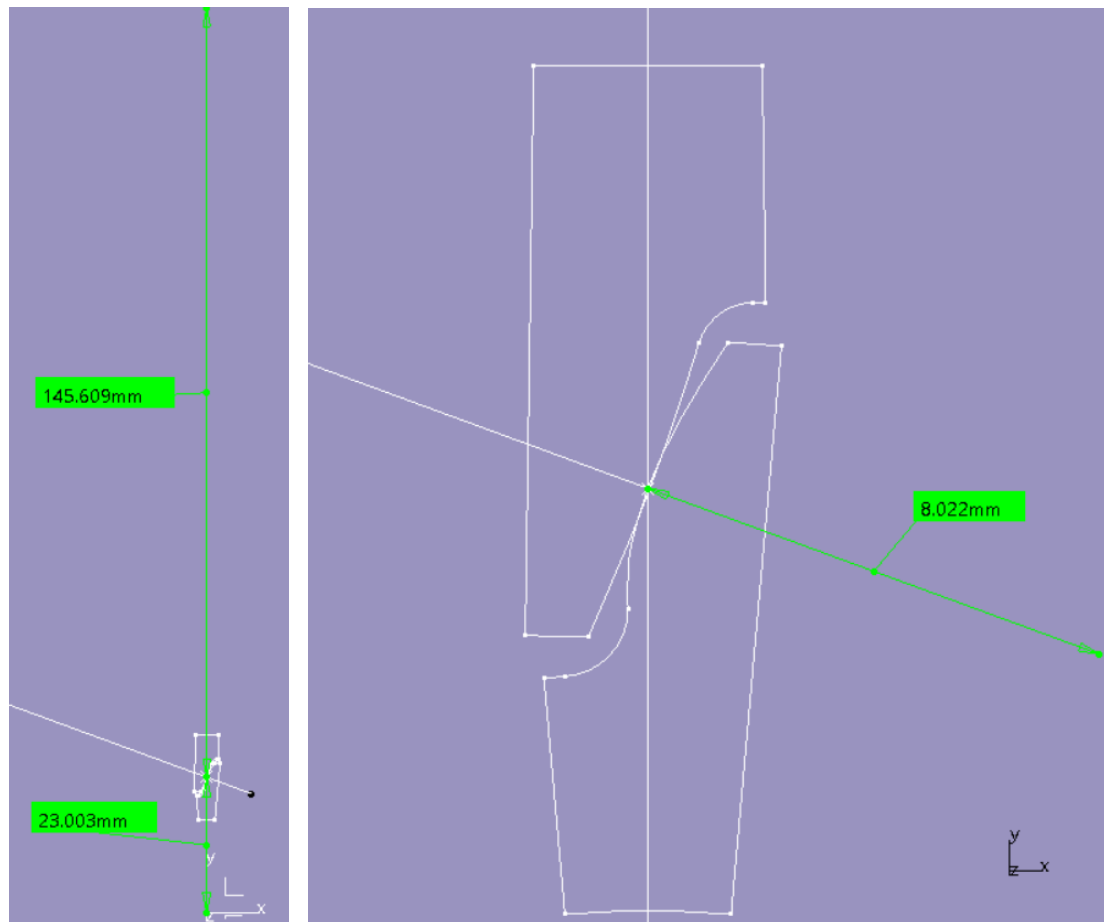
## Modelarea profilelor dinților roților nedeplasate în angrenare (CATIA)

### Personalizarea datelor de intrare

 'Date de intrare' =	Simbol teoretic	Semnificația
 alfa_n=20deg	$\alpha_n$	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 ha_n=1	$h_{an}^*$	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 c_n=0.25	$c_{0n}^*$	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 rho_n=0.375	$\rho_n^*$	Coeficientul razei de racordare
 z1=18	$z_1$	Numărul de dinți ai pinionului
 z2=108	$z_2$	Numărul de dinți ai roții
 m_n=2.5mm	$m_n$	Modulul normal [mm]
 beta=12deg	$\beta$	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 aw=161.019mm	$a_w$	Distanța dintre axe (reală) [mm]
 xn1=0	$x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (zero, roți nedeplasate)
 g=4mm	$g$	Grosimea coroanei [mm]

### Verificarea modelului CATIA

 'Parametri angrenaj și roți' =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
 u=6=z2 /z1	$u$	Raportul de angrenare	$u > 1$ ; $6 > 1$
 m_t=2.556mm=m_n / cos(beta)	$m$	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$ ; $2,5558 > 2,5$
 a=161.019mm=m_t * (z1 + z2) / u	$a$	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a = a_w$ ; $161,0186 = 161,0186$
 alfa=20.41deg=atan(tan(alfa_n)/cos(beta))	$\alpha$	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_n$ ; $20,41 > 20$
 alfaw=20.411deg=acos(a / aw)	$\alpha_w$	Unghiul de angrenare frontal [°]	$\alpha_w = \alpha$ ; $20,41 = 20,41$
 aw_rec=161.019mm=m_t * (z2 / u)	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm]	$a_w (aw\_rec) = a$ $161,019 = 161,0186$
 xns=0.000142525=(tan(alfaw)-tan(alfa_n))/tan(alfa_n)	$x_{ns}$	Suma coeficienților deplasărilor	$x_{ns} = 0$
 xn2=0.000142525=xns - xn1	$x_{n2}$	Coeficientul deplasării roții	$x_{n2} = 0$
 rd1=23.003mm=m_t * z1 / 2	$r_{d1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ $23,003 + 138,016 = 161,019$
 rd2=138.016mm=m_t * z2 / 2	$r_{d2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 rw1=23.003mm=m_t * z1 / 2 * cos(beta)	$r_{w1}$	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{w1} = r_{d1}$ ; $23,003 = 23,003$
 rw2=138.016mm=m_t * z2 / 2 * cos(beta)	$r_{w2}$	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w2} = r_{d2}$ ; $138,016 = 138,016$
 rf1=19.878mm=m_n * (z1 / cos(beta))	$r_{f1}$	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{d1}$ ; $19,878 < 23,003$
 rf2=134.891mm=m_n * (z2 / cos(beta))	$r_{f2}$	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{d2}$ ; $134,891 < 138,016$
 ra1=25.503mm=(2*aw_rec - m_t * (z1 / cos(beta)))	$r_{a1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{d1}$ ; $25,503 > 23,003$
 ra2=140.516mm=(2*aw_rec - m_t * (z2 / cos(beta)))	$r_{a2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{d2}$ ; $140,516 > 138,016$



### Standardizarea distanței dintre axe și parametri geometrici principali

Alegerea (standardizarea) distanței dintre axe

Pentru distanța dintre axe standard,  $a_w = 160$  mm, restricțiile impuse în vederea realizării angrenajului cu distanța dintre axe impusă,  $-0,5m_n < a_w - a \leq m_n$  devin:

$$-0,5 * 2,5 < 160 - 161,0186 = -1,0186 \leq 2,5 \text{ ( Se verifică).}$$

Se observă că restricțiile sunt îndeplinite, așa că nu se vor modifica parametri angrenajului și se va continua cu etapa, **Determinarea parametrilor geometrici principali ai angrenajului deplasat.**

### Determinarea parametrilor geometrici principali ai angrenajului deplasat












Denumirea parametrului	Relația de calcul	Valoarea	Unitatea de măsură	Observații
Unghiul de presiune frontal	$\alpha = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	20,4103	[°]	$\alpha_n = 20^\circ$
Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right)$	19,406	[°]	
Suma coeficienți depasărilor de profil ale danturilor roților	$x_{ns} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) (z_2 + z_1)}{2 \operatorname{tg} \alpha \cos \beta}$	-0.398		
Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului	$x_{n1} = \frac{x_{ns}}{2} + \left(0,5 - \frac{x_{ns}}{2}\right) \frac{\log(z_2/z_1)}{\log\left(\frac{z_1 z_2}{100 (\cos \beta)^6}\right)}$	0.2273		$x_{n2} = -0.6253$

Pentru asigurarea distanței dintre axe impusă ( $a_w = 160 \text{ mm}$ ) și a unor rezistențe mărite la contact și încovoiere, în continuare, se vor considera următoarele valori:
















Numărul de dinți ai pinionului, $z_1$	Numărul de dinți ai roții, $z_2$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului, $x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii roții, $x_{n2}$	Raportul de angrenare $u_{rec2}$
18	108	+ 0	-0.398	6

### Modelarea și verificarea angrenajului deplasat (CATIA)

#### Date de intrare

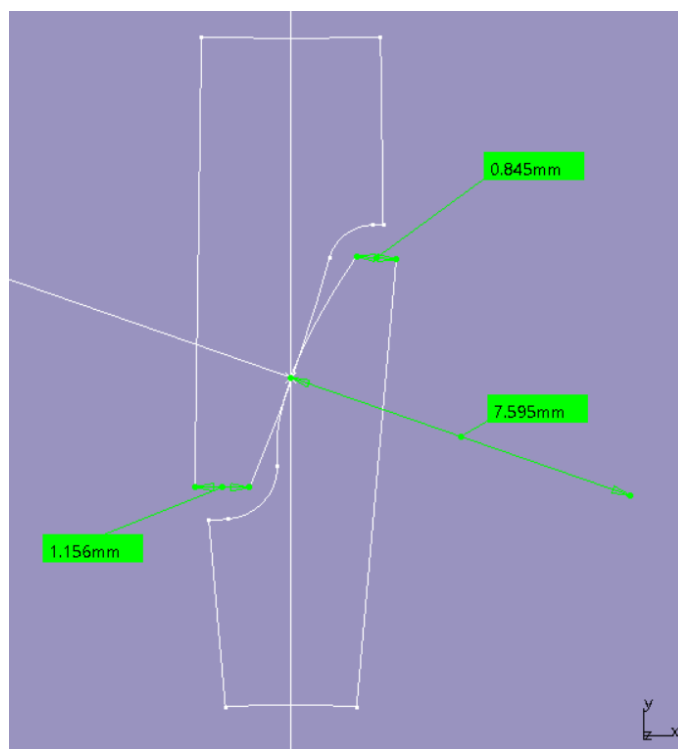
 alfa_n=20deg	$\alpha_n$	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 ha_n=1	$h_{an}^*$	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 c_n=0.25	$c_{0n}^*$	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 rho_n=0.375	$\rho_n^*$	Coeficientul razei de racordare
 z1=18	$z_1$	Numărul de dinți ai pinionului (modificat)
 z2=108	$z_2$	Numărul de dinți ai roții (modificat)
 m_n=2.5mm	$m_n$	Modulul normal [mm]
 beta=12deg	$\beta$	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 aw=160mm	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm]
 xn1=0	$x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (calculat)
 g=4mm	$g$	Grosimea coroanei [mm]

#### Verificarea modelului

 Parametri angrenaj și roți	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
	$u$	Raportul de angrenare	$u = u_{rec2}$ ; $6 = 6$
 $u = 6 = z_2 / z_1$	$m$	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$ ; $2,5558 > 2,5$
 $m_t = 2,556 \text{ mm} = m_n / \cos(\beta)$	$a$	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a > a_w$ ; $161,019 > 160$ (angr. MINUS)
 $a = 161,019 \text{ mm} = m_t * (z_1 + z_2) / 2$	$\alpha$	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_w$ , $20,41 > 19,406$ (angr. MINUS)
 $\alpha_f = 20,41 \text{ deg} = \arctan(\tan(\alpha_n) / \cos(\beta))$	$\alpha_w$	Unghiul de angrenare frontal [°]	(angr. MINUS)
 $\alpha_{fw} = 19,406 \text{ deg} = \arccos(a_w / a)$	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm] (verificare)	$a_w < a$ ; $160 < 161,019$ (angr. MINUS)
 $a_{w\_rec} = 160 \text{ mm} = m_t * (z_2 + z_1) / 2$	$x_{ns}$	Suma coeficienților deplasării	$x_{ns} < 0$ ; $-0,398 < 0$
 $x_{ns} = -0,397940785 = (\tan(\alpha_{fw}) - \tan(\alpha_n)) / \tan(\alpha_n)$	$x_{n2}$	Coeficientul deplasării roții	(angr. MINUS)
 $x_{n2} = -0,397940785 = x_{ns} - x_{n1}$	$r_{d1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{w1,2} < r_{d1,2}$ (angr. MINUS) $22,857 < 23,003$ ; $137,143 < 138,016$
 $r_{d1} = 23,003 \text{ mm} = m_t * z_1 / 2$	$r_{d2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 $r_{w1} = 22,857 \text{ mm} = m_t * z_1 / 2 * \cos(\alpha_{fw})$	$r_{w1}$	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ ; $23,003 + 138,016 = 161,019$ $r_{w1} + r_{w2} = a_w$ ; $22,857 + 137,143 = 160$
 $r_{w2} = 137,143 \text{ mm} = m_t * z_2 / 2 * \cos(\alpha_{fw})$	$r_{w2}$	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	
 $r_{f1} = 19,878 \text{ mm} = m_n * (z_1 / \cos(\beta) - 2 * x_{n1})$	$r_{f1}$	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{w1}$ ; $19,878 < 22,857$
 $r_{f2} = 133,896 \text{ mm} = m_n * (z_2 / \cos(\beta) - 2 * x_{n2})$	$r_{f2}$	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{w2}$ ; $133,896 < 137,143$
 $r_{a2} = 139,497 \text{ mm} = (2 * a_{w\_rec} - r_{f2})$			

		[mm]	
	$r_{a1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{w1}$ ; $25,479 > 22,857$
	$r_{a2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{w2}$ ; $139,497 > 137,143$

### Modelul CATIA
















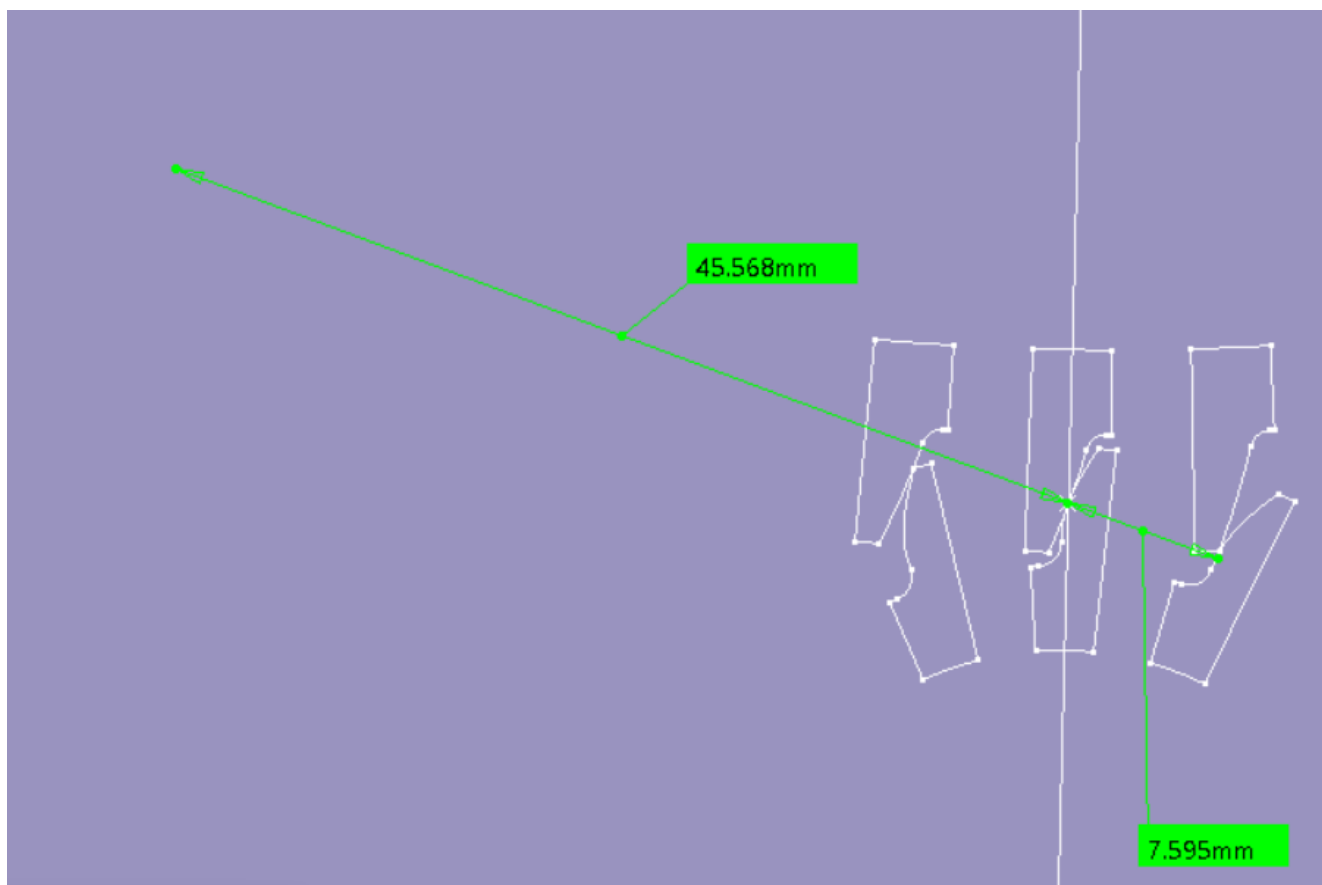
### Verificarea ascuțirii dinților roților

În urma măsurării pe modelul CATIA,  $s_1 = 0,845$  mm și  $s_2 = 1,156$  mm (v. figura de mai sus).  
 Verificare:  $s_{1,2} > (0,3 \dots 0,45) m_n/2$ ;  **$0,845 > 0,375 \dots 0,563$ ;  $1,156 > 0,375 \dots 0,563$  (se verifică);**

### Simularea și verificarea continuității angrenării (CATIA)

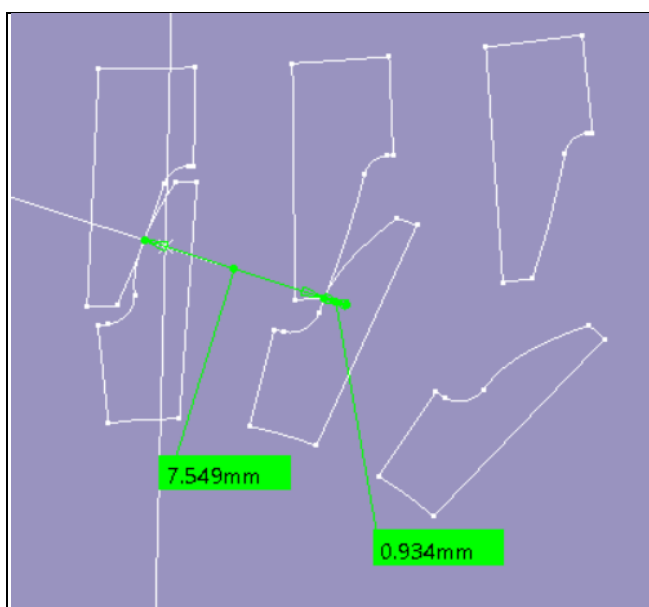
#### Date de intrare

 'Date de intrare' =	Simbol teoretic	Semnificația
 $\alpha_n = 20^\circ$	$\alpha_n$	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
 $h_{an} = 1$	$h_{an}^*$	Coeficientul înălțimii capului dintelui
 $c_n = 0.25$	$c_{0n}^*$	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
 $\rho_n = 0.375$	$\rho_n^*$	Coeficientul razei de racordare
 $z_1 = 18$	$z_1$	Numărul de dinți ai pinionului
 $z_2 = 108$	$z_2$	Numărul de dinți ai roții
 $m_n = 2.5$ mm	$m_n$	Modulul normal [mm]
 $\beta = 12^\circ$	$\beta$	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 $a_w = 160$ mm	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm]
 $x_{n1} = 0$	$x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului
 $g = 4$ mm	$g$	Grosimea coroanei [mm]
 $\text{rot1} = 0^\circ$		Unghiul de rotire a dinților pinionului pentru simulare [°]



*Simularea angrenării și verificarea continuității*

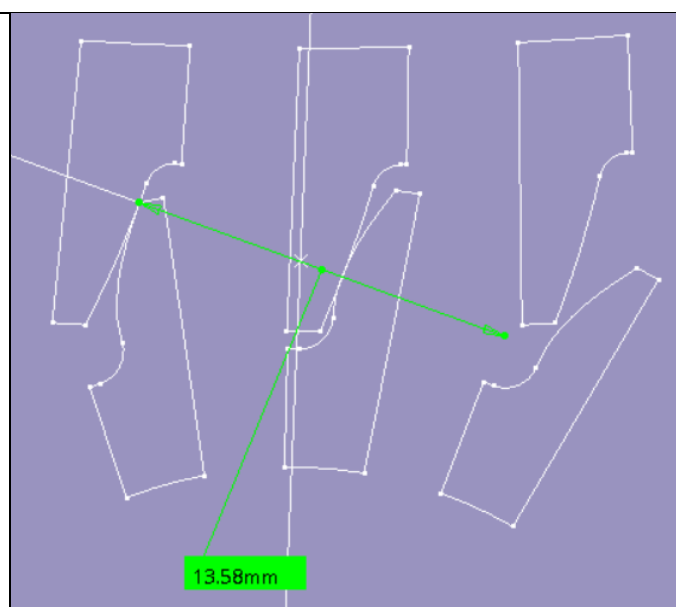
Poziții limită ale perechilor de dinți în angrenare:



*Intrarea în angrenare a perechii de dinți  $n$ ;*

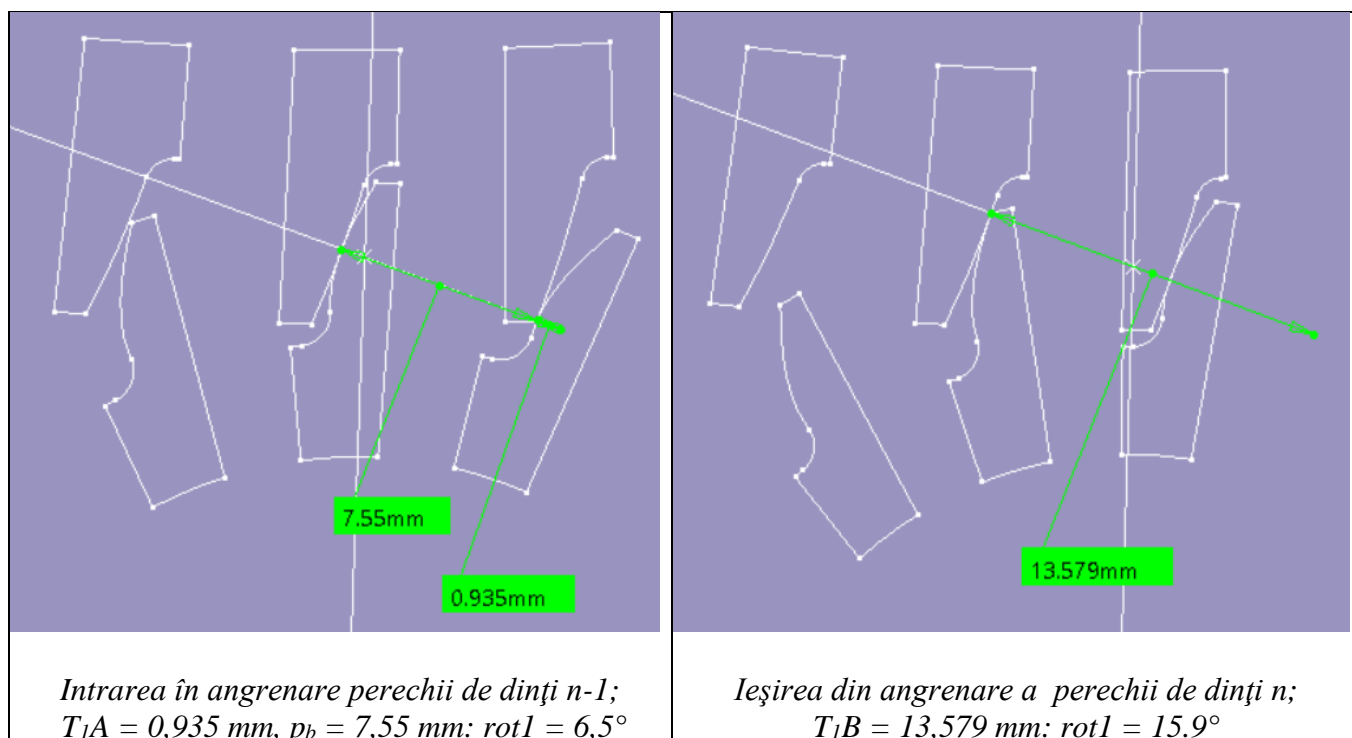
$T_1A = 0,834 \text{ mm}$ ,  $p_b = 7,549 \text{ mm}$ :

$rot1 = -17,637^\circ$



*Ieșirea din angrenare a perechii de dinți  $n+1$ ;  $T_1B$*

$= 13,58 \text{ mm}$ ;  $rot1 = -4,099^\circ$



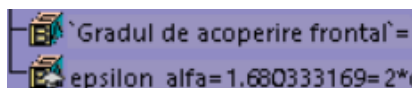
#### Determinarea valorii aproximative a gradului de acoperire frontal prin măsurare

$$\epsilon_{\alpha}^m = \frac{AB}{P_b} = \frac{T_1B - T_1A}{p_b} = \frac{13,5795 - 0,8845}{7,5495} = 1,681568.$$

Valorile numerice sunt obținute prin măsurare de cel puțin două ori, conform tebelului de mai sus; în această relație s-au considerat mediile aritmetice ale valorilor măsurate.

#### Determinarea valorii exacte a gradului de acoperire frontal

Din modelul CATIA rezultă,



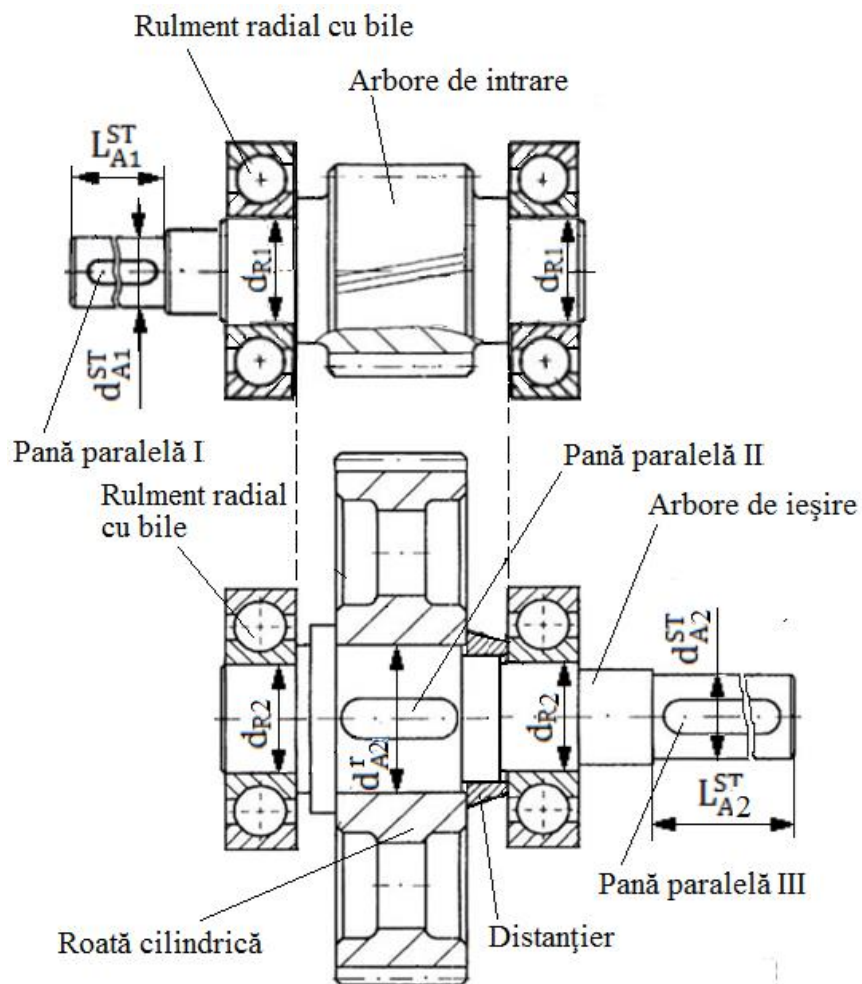
Abaterea valorii gradului de acoperire obținut prin măsurare,  $\epsilon_{\alpha}^m = 1,6087$ , în raport cu gradul de acoperire calculat,  $\epsilon_{\alpha} = 1,6140$ ,  $Ab = 0.07357\%$ .

## 4. PREDIMENSIONAREA ARBORILOR ȘI ALEGEREA RULMENȚILOR

### **4.1 Structuri constructive ale subansamblelor arborilor**

*Subansamble arbori de intrare și de ieșire*





#### Semnificații notații

$d_{A1}^{ST}$  – diametrul capului arborelui de intrare (standardizat),  $L_{A1}^{ST}$  – lungimea capului arborelui de intrare (standardizată),  $d_{A2}^{ST}$  – diametrul capului arborelui de ieșire (standardizat),  $L_{A2}^{ST}$  – lungimea capului arborelui de ieșire (standardizată),  $d_{R1}^r$  – diametrul interior al rulmenților arborelui de intrare,  $d_{R2}^r$  – diametrul interior al rulmenților arborelui de ieșire,  $d_{A2}^r$  – diametrul tronsonului arborelui de ieșire de sub roata cilindrică.

### 4.2 Predimensionarea arborilor

#### Alegerea materialelor arborilor și tratamentelor termice

Caracteristici și tratamente termice:

Oțelul	Limita la curgere/rupe re [MPa]	Tensiunea admisibilă la încovoiere [MPa]			Tratamentul termic	Duritatea la suprafață	Duritatea în interior
		Statică	Pulsatorie	Alternant simetrică			
Marca	$\sigma_c/\sigma_r$	$\sigma_{aiI}$	$\sigma_{aiII}$	$\sigma_{aiIII}$	Îmbunătățire/ Cementare	HB/HRC	HB
Arborele de intrare (corp comun cu pinionul cilindric)							
20TiMnCr12	850/1100	330	150	90	Cementare	55...63 HRC	300...350
Arborele de ieșire							
C55	420/720	230	110	65	Îmbunătățire	200...300 HB	200...300



### Calculul de predimensionare a arborilor

Diametrele capetelor arborilor de intrare și de ieșire se determină cu relația,

$$d_{Ai} = \sqrt[3]{\frac{16 M_{ti}}{\pi \tau_{ati}}},$$

unde, considerând  $i = 1, 2$ ,  $d_{A1}$  reprezintă diametrul arborelui de intrare,  $d_{A2}$  - diametrul arborelui de ieșire,  $M_{t1}$  - momentul de torsiune al arborelui de intrare,  $M_{t2}$  - momentul de torsiune al arborelui de ieșire,  $\tau_{at1}$  - tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de intrare,  $\tau_{at2}$  - tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de ieșire.

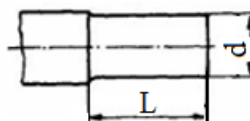
Valorile parametrilor de calcul:

Parametrul	Arbore de intrare ( $A_1$ )	Arbore de ieșire ( $A_3$ )
Momentul de torsiune	$M_{t1} = 71620 \text{ Nmm}$	$M_{t2} = 412531 \text{ Nmm}$
Tensiunea admisibilă	$\tau_{at1} = 20 \text{ MPa}$	$\tau_{at2} = 40 \text{ MPa}$
Diametrul	$d_{A1} = 26.32 \text{ mm}$	$d_{A2} = 37.45 \text{ mm}$

**Obs.** Valorile diametrelor se vor rotunji.

### Standardizarea capetelor arborilor de intrare/ieșire

Formă și dimensiuni



Valorile parametrilor:

Denumire parametru	Arbore de intrare ( $A_1$ )	Arbore de ieșire ( $A_2$ )
Diametrul standard	$d_{A1}^{ST} = 28 \text{ mm}$	$d_{A2}^{ST} = 38 \text{ mm}$
Lungimea standard	$L_{A1}^{ST} = 42 \text{ mm}$	$L_{A2}^{ST} = 58 \text{ mm}$

**Obs.** S-au adoptat capete de arbori cu lungime scurtă.

## 4.3 Alegerea rulmenților și montajelor

### Alegerea rulmenților

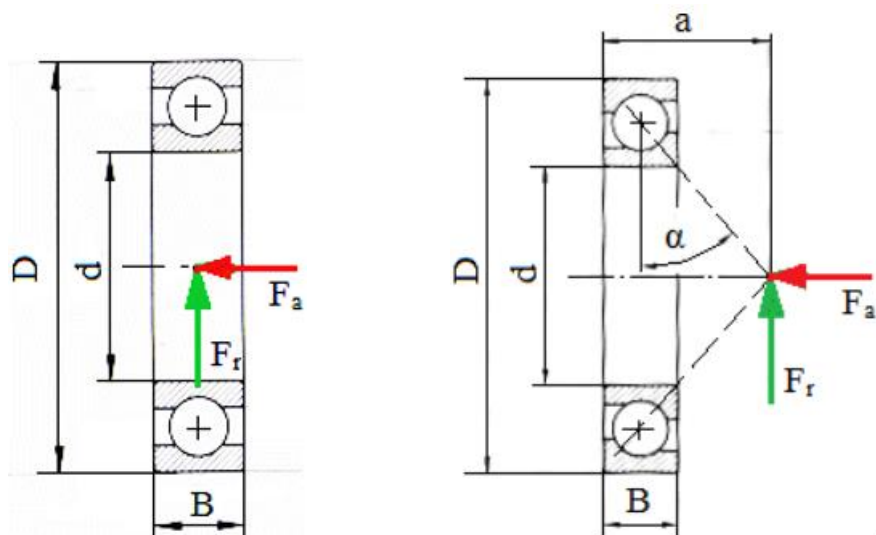
Din considerente de încărcare a rulmenților cu forte radiale medii și axiale mici se adoptă rulmenți radiali.

Date despre rulmenți:

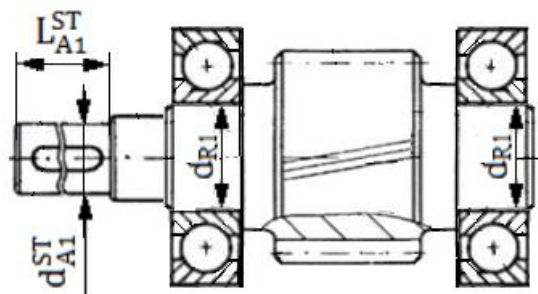
Arborele	Tipul rulmentului	Simbol	Dimensiuni [mm]					Capacitatea dinamică C [N]
			d	D	B	T	a	
De intrare	Radial cu bile	6308	40	90	23	-	-	42500
De ieșire	Radial cu bile	6310	50	110	27	-	-	62000

**Obs.**

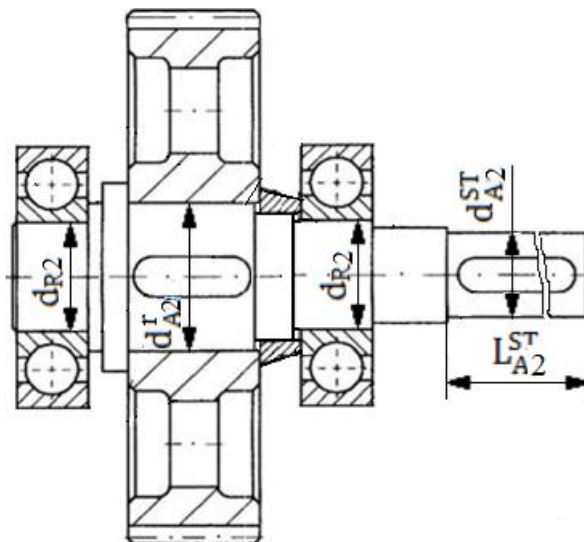
- diametrele tronsoanelor pe care se montează rulmenții:  $d_{R1} = 40 \text{ mm}$ ,  $d_{R2} = 50 \text{ mm}$ ;
- pentru arborele de ieșire se adoptă diametrul tronsonului pe care se montează roata cilindrică,  $d_{A2}^r = d_{R2} + 10 \text{ mm} = 60 \text{ mm}$ .



**Alegerea montajelor rulmenților**  
*Arbore de intrare*

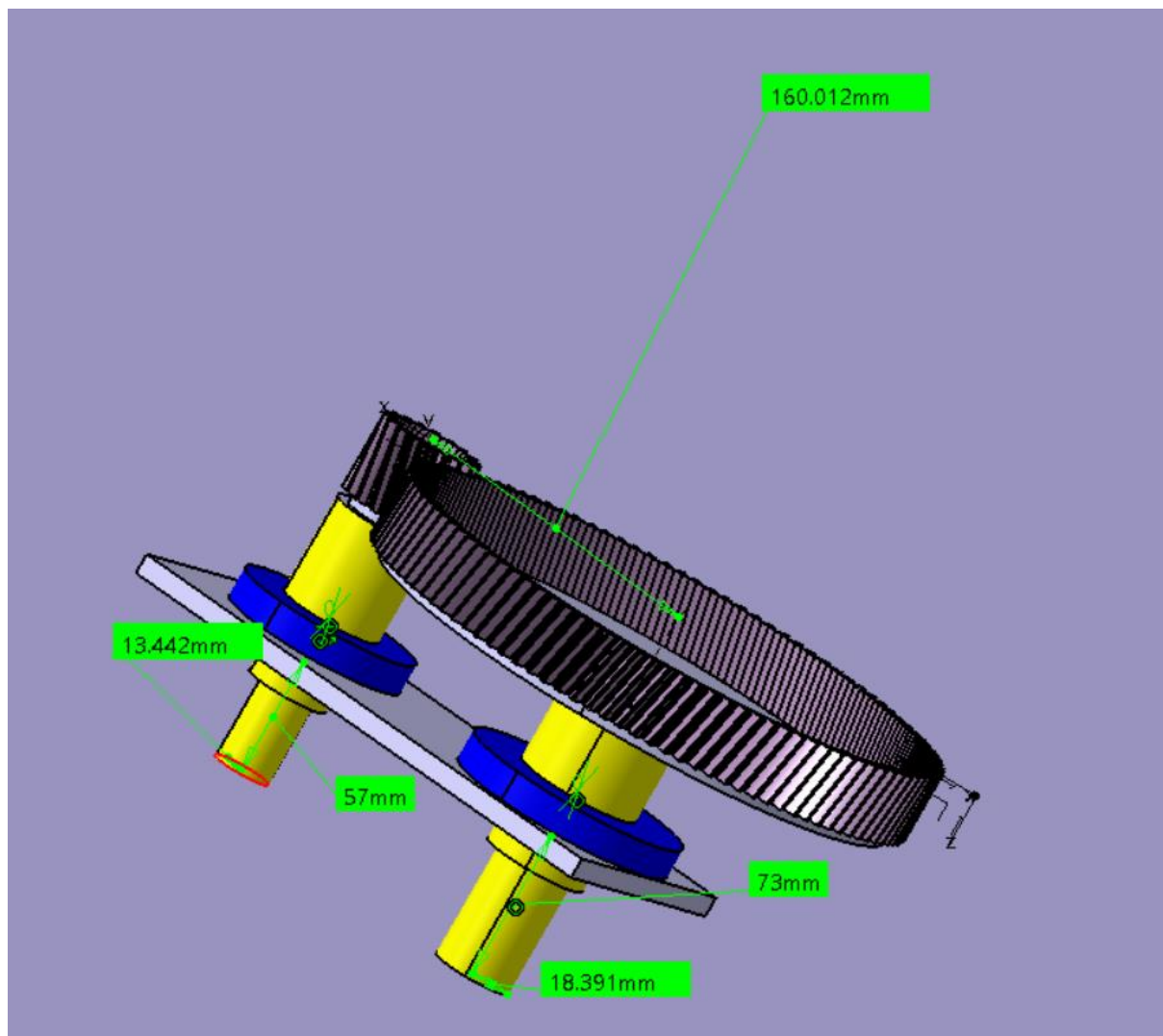


*Arbore de ieșire*



## 5. MODELAREA ȘI SIMULAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

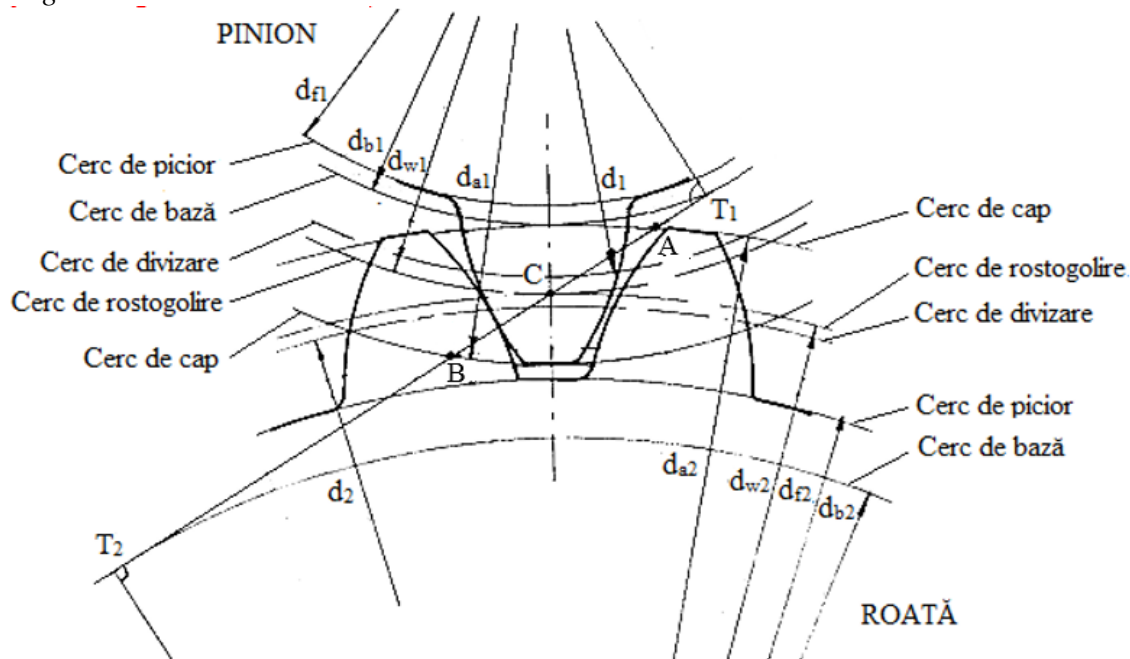
### 5.1 Generarea și simularea modelului cinematic (CATIA)



## 6. VERIFICAREA (DIMENSIONAREA) ANGRENAJULUI

### 6.1 Geometria angrenajului și roților cilindrice

#### Parametri geometrici



#### Valori ale parametrilor geometrici și tehnologici

$z_1 = 18$        $z_2 = 108$        $\beta = 12$  grade       $a_w = 160$  mm  
 $m_n = 2.5$  mm       $x_{n1} = 0$        $x_{n2} = -0.398$   
 $b(b_2) = 35$  mm       $b_1 = 39$  mm

Obs. Pentru dantură dreaptă se consideră:  $\beta = 0$ ;  $m_n = m$ ;  $x_{n1,2} = x_{1,2}$ ;  $\alpha_t = \alpha$ ;  $\alpha_{wt} = \alpha_w$

Calculează

Parametrii angrenajului:

$a = 161.018643691$  mm       $\alpha_t = 20.4103117536$  grade       $\alpha_{wt} = 19.4063105046$  grade       $\alpha_{wn} = 19.0178031902$  grade

Parametrii roților:

$d_1 = 46.0053267689$  mm       $d_2 = 276.031960613$  mm       $d_{b1} = 43.1170774081$  mm       $d_{b2} = 258.702464449$  mm

$d_{w1} = 45.7142857142$  mm       $d_{w2} = 274.285714285$  mm       $d_{a1} = 50.9580393864$  mm       $d_{a2} = 278.994673231$  mm

$d_{f1} = 39.7553267689$  mm       $d_{f2} = 267.791960613$  mm       $s_{n1} = 3.92699081698$  mm       $s_{n2} = 3.20269005079$  mm

$s_{an1} = 1.75369993271$  mm >  $s_{nmin} = 0.75$  mm ?       $s_{an2} = 2.10538323172$  mm >  $s_{nmin} = 0.75$  mm ?

$x_{n1} = 0$  >  $x_{nmin1} = -0.12543692581$  ?       $x_{n2} = -0.398$  >  $x_{nmin2} = -5.75262155486$  ?

Parametrii geometrici ai roților pentru verificarea conformităților de execuție:

$N_1 = 3$  mm       $W_{Nn1} = 19.1220891914$  mm <  $W_{Nmax1} = 153.552371435$  mm ?

$N_2 = 13$  mm       $W_{Nn2} = 95.6010936002$  mm <  $W_{Nmax2} = 174.026020960$  mm ?

$s_{cn1} = 3.46762015525$  mm       $h_{cn1} = 1.84530104862$  mm       $s_{cn2} = 2.82804648362$  mm       $h_{cn1} = 0.96669393817$  mm

Gradele de acoperire:

$$\varepsilon_{\min} = 1.2 < \varepsilon_n = 1.68037007832 \text{ [mm]} < \varepsilon_{\max} = 2 \quad ?$$

$$\varepsilon_{\beta} = 0.92652485296 \text{ mm} \quad \varepsilon_{\gamma} = 2.60689493128 \text{ mm}$$

Angrenaj echivalent:

$$z_{n1} = 19.1324277387$$

$$z_{n2} = 114.794566432$$

$$d_{n1} = 47.8310693469 \text{ mm}$$

$$d_{n2} = 286.986416081 \text{ mm}$$

$$d_{bn1} = 44.9465029096 \text{ mm}$$

$$d_{bn2} = 269.679017457 \text{ mm}$$

$$d_{un1} = 52.7837819644 \text{ mm}$$

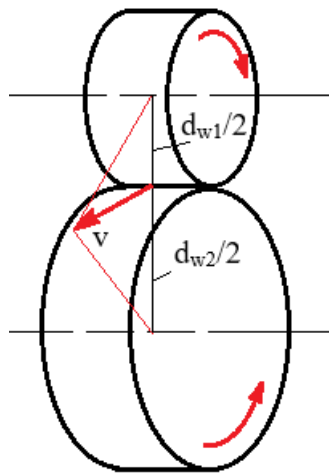
$$d_{un2} = 289.949128699 \text{ mm}$$

$$a_{wn} = 166.395039380 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{an} = 1.70564628044$$

## 6.2 Adoptarea procedeelor de prelucrare și de lubrifiere (ungere)

Schema de calcul a vitezei periferice



Valoarea vitezei periferice

$$n_p = 1000 \text{ rot/min}$$

$$d_{w1} = 45.714 \text{ mm}$$

Calculează

$$v = 2.393579442770 \text{ m/s}$$

Alegerea treptei de precizie și procedeelor de prelucrare

Tipul danturii cilindrice	Treapta de precizie	Procedeul de prelucrare
Înclinată	8	Frezare grosolană (înainte de cementare) + rectificare (după cementare și călire)

Alegerea rugozităților

Tipul danturii cilindrice	Rugozitatea flancului, $R_{a_f}$ [ $\mu\text{m}$ ]	Rugozitatea racordării, $R_{a_r}$ [ $\mu\text{m}$ ]	Procedeul de prelucrare final
Înclinată	0,4	0,8	Rectificare grosolană

*Alegerea tipului lubrifiantului (uleiului) și vâscozității acestuia*

Din considerente legate de cinematică și restricțiile de mediu se adoptă ulei de transmisii, TIN 300 EP.

### **6.5 Parametri de execuție și montaj ai angrenajului și roților dințate**

*Jocuri, abateri și toleranțe ale angrenajului și roților cilindrice*

Jocul minim necesar,  $j_{\min}^{\text{nec}} = (0,01 \dots 0,03)m_n = (0,01 \dots 0,03) 2,5 = (0,025 \dots 0,075) \text{ mm}$ ; se adoptă 0,05 mm (50  $\mu\text{m}$ ).

Jocul minim normal,  $j_{\min} = 100 \mu\text{m}$ ;

Tipul ajustajului, B.

Tipul toleranței jocului dintre flancuri, b;

Toleranțele bătaii radiale:  $F_r = 46 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $= 63 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abatererile minime ale cotelor peste dinți:  $E_{ws} = 100 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $E_{ws} = 180 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Toleranțele cotelor peste dinți:  $T_w = 60 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $T_w = 100 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abatererile minime ale grosimilor dinților pe coarde constante:  $E_{cs} = 100 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $E_{cs} = 180 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Toleranțele grosimii dintelui pe coarda constantă:  $T_c = 100 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $T_c = 100 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abaterile limită ale distanței dintre axe,  $f_a = \pm 80 \mu\text{m}$ .

*Personalizarea toleranțelor angrenajului și roților* ( $(W_{Nn})_{-E_{ws}-T_w}^{-E_{ws}}$ ;  $(\bar{s}_{cn})_{-E_{cs}-T_c}^{-E_{cs}}$ ;  $a_w \pm f_a$ ):

- cota peste 3 dinți,  $19,22_{-0,16}^{-0,1}$  și coarda constantă,  $3,47_{-0,2}^{-0,1}$ , la înălțimea  $h_{cn} = 1,84 \text{ mm}$ , pentru pinion;
- cota peste 9 dinți,  $95,6_{-0,28}^{-0,18}$  și coarda constantă,  $2,82_{-0,28}^{-0,18}$ , la înălțimea  $h_{cn} = 0,96 \text{ mm}$ , pentru roată;
- distanța dintre axe,  $160 \pm 0,08 \text{ mm}$ .

## **7. FORȚE ÎN ANGRENAJUL CILINDRIC**

### **7.1 Schema forțelor din angrenajul cilindric RCil H**

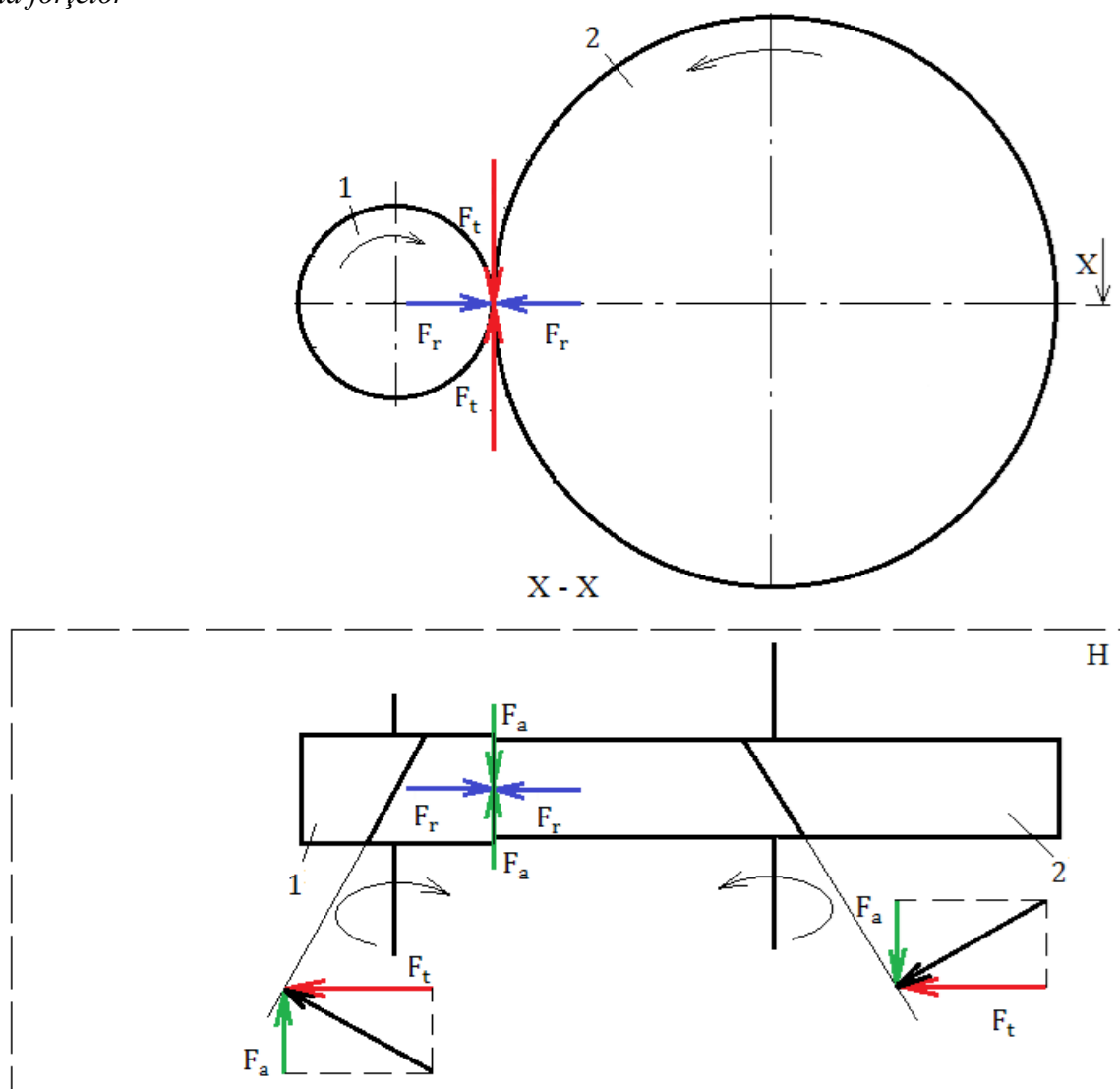
*Direcțiile și sensurile forțelor*

Forța tangențială: direcție tangentă la cercurile de rostogolire; sensul opus vitezei (forță rezistentă), pentru roata conducătoare, și același sens cu viteza (forță motoare), pentru roata condusă.

Forța radială: direcție radială; sensul spre centrul roții.

Forța axială: direcție axială; sensul determinat de direcția de înclinare a dintelui și de sensul de rotație al roții.

## Schema forțelor



### Semnificațiile notațiilor:

Elemente structurale: angrenaj cilindric cu, 1 – pinion cilindric, 2 – roată cilindrică.

Forțe în angrenajul cilindric:  $F_t^{\square}$  – forța tangențială;  $F_r^{\square}$  – forța radială;  $F_a^{\square}$  – forța axială.

## 7.2 Schema forțelor din angrenajul RCil V

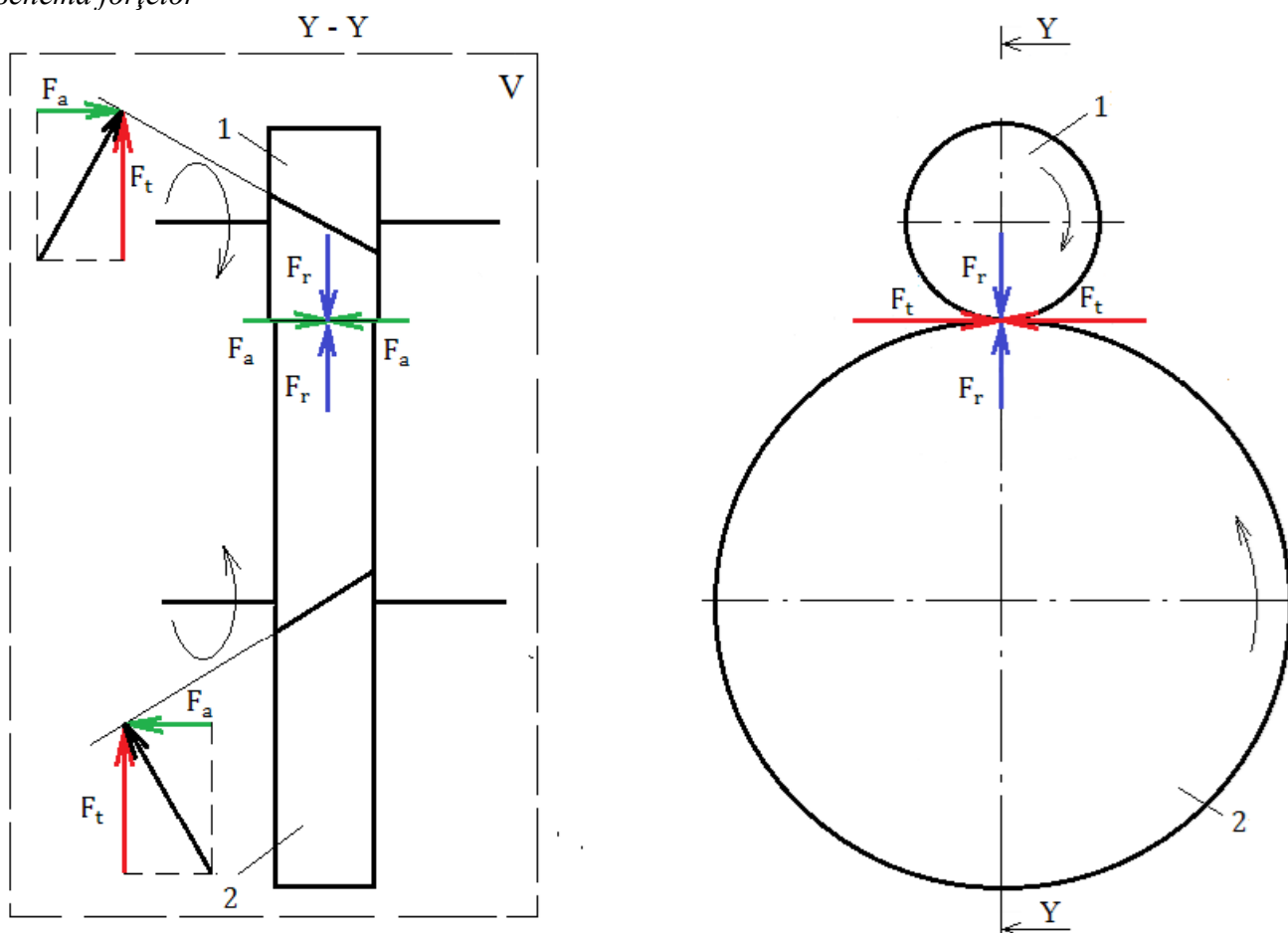
### Direcțiile și sensurile forțelor

**Forța tangențială:** direcție tangentă la cercurile de rostogolire; sensul opus vitezei (forță rezistentă), pentru roata conducătoare, și același sens cu viteza (forță motoare), pentru roata condusă.

**Forța radială:** direcție radială; sensul spre centrul roții.

**Forța axială:** direcție axială; sensul determinat de direcția de înclinare a dintelui și de sensul de rotație al roții.

### Schema forțelor



### 7.3 Calculul forțelor din angrenajul cilindric

$$T_1 = 71620 \text{ Nmm}$$

$$d_{w1} = 45.714 \text{ mm}$$

$$\beta = 12 \text{ grade}$$

$$\alpha_{wt} = 19.40631 \text{ grade}$$

Calculează

$$F_t = 3133.39458371 \text{ N}$$

$$F_r = 1103.830310691 \text{ N}$$

$$F_a = 666.023579070 \text{ N}$$

Angrenajul	Cilindric		
Forța	$F_t$	$F_r$	$F_a$
Valoarea forței [N]	3133,395	1103,8303	666



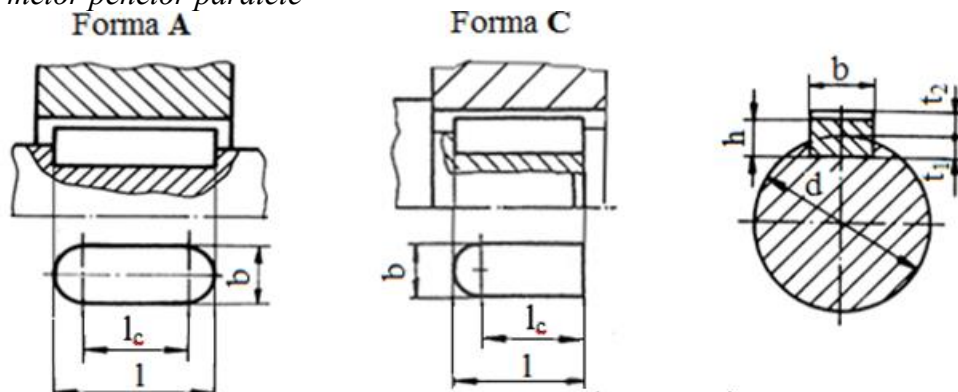
## 8. ALEGEREA ȘI CALCULUL ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE

### 8.1 Alegerea materialului, formelor și dimensiunilor penelor paralele

#### Materialul penelor

Pentru toate penele se adoptă oțel pentru construcții mecanice E295 cu limita de curgere  $\sigma_{02} = 295$  MPa, tensiunea admisibilă la strivire  $\sigma_{as} = 70 \dots 120$  MPa, tensiunea admisibilă la forfecare  $\tau_{af} = 60 \dots 80$  MPa.

#### Tipurile și formele penelor paralele



### 8.2 Calculul asamblărilor cu pene paralele

#### Parametri de calcul și valori

Denumirea penei/ Parametrul	Pană paralelă I (tip A)	Pană paralelă II (tip A)	Pană paralelă III (tip C)
d [mm]	$d_{A1}^{ST} = 28$	$d_{A2}^r = 60$	$d_{A2}^{ST} = 38$
b[mm]	8	18	10
h [mm]	7	11	8
$M_t$ [Nmm]	$M_{t1} = 71620$	$M_{t2} = 412531$	$M_{t2} = 412531$
$\sigma_{as}$ [MPa]	80	110	110
$l_c$ [mm]	18,27	22,73	49,35
l [mm] (STAS)	28	50	56
$t_1$ [mm]	4	7	5
$t_2$ [mm]	3,3	4,4	3,3

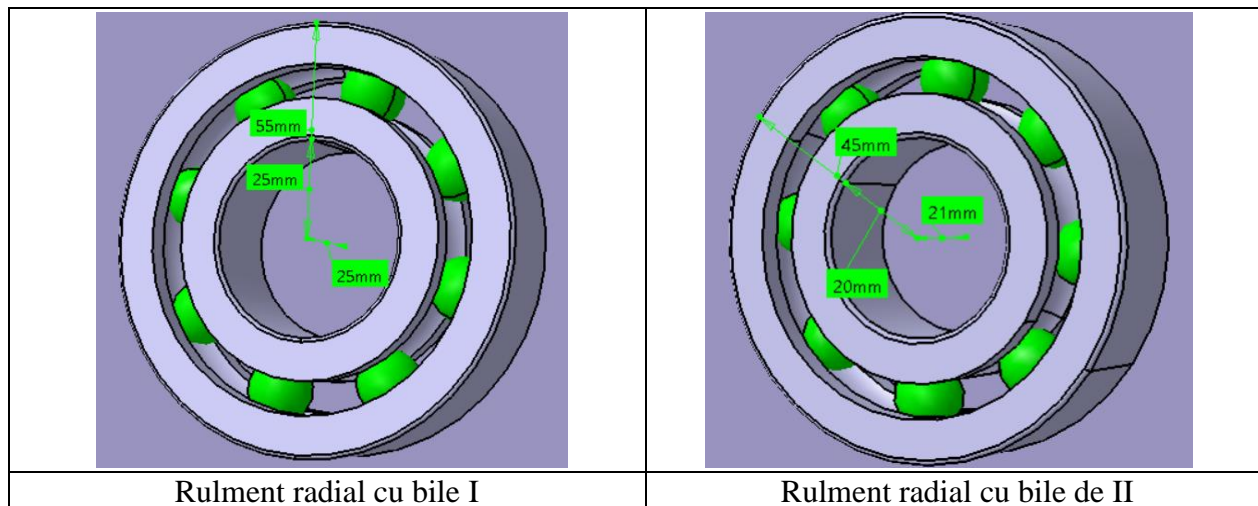
Pentru penele I și III, deoarece  $l_c < L_{A1,2}$ , se adoptă o câte o pană, iar pentru pana II, deoarece  $l_c < b$ , se adoptă, de asemenea, o singură pană.

## 9. PROIECTAREA FORMEI ȘI GENERAREA MODELELOR ÎN CATIA ALE PARTURILOR SUBANSAMBLELOR PRINCIPALE

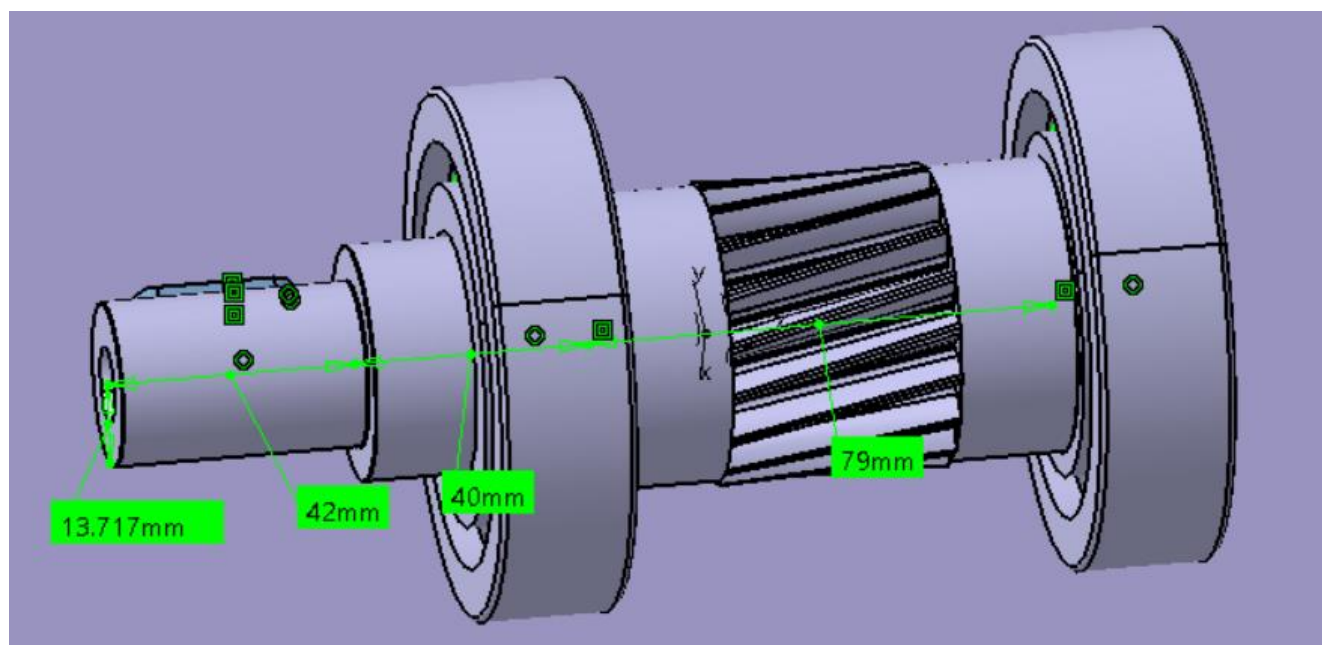
Formele și dimensiunile parturilor se pot identifica în cadrul sbansamblelor și/sau ansamblelor care se vor prezenta în continuare.

## 10. GENERARE SUBANSAMBLE RULMENȚI, ARBORI ȘI ANGRENAJ

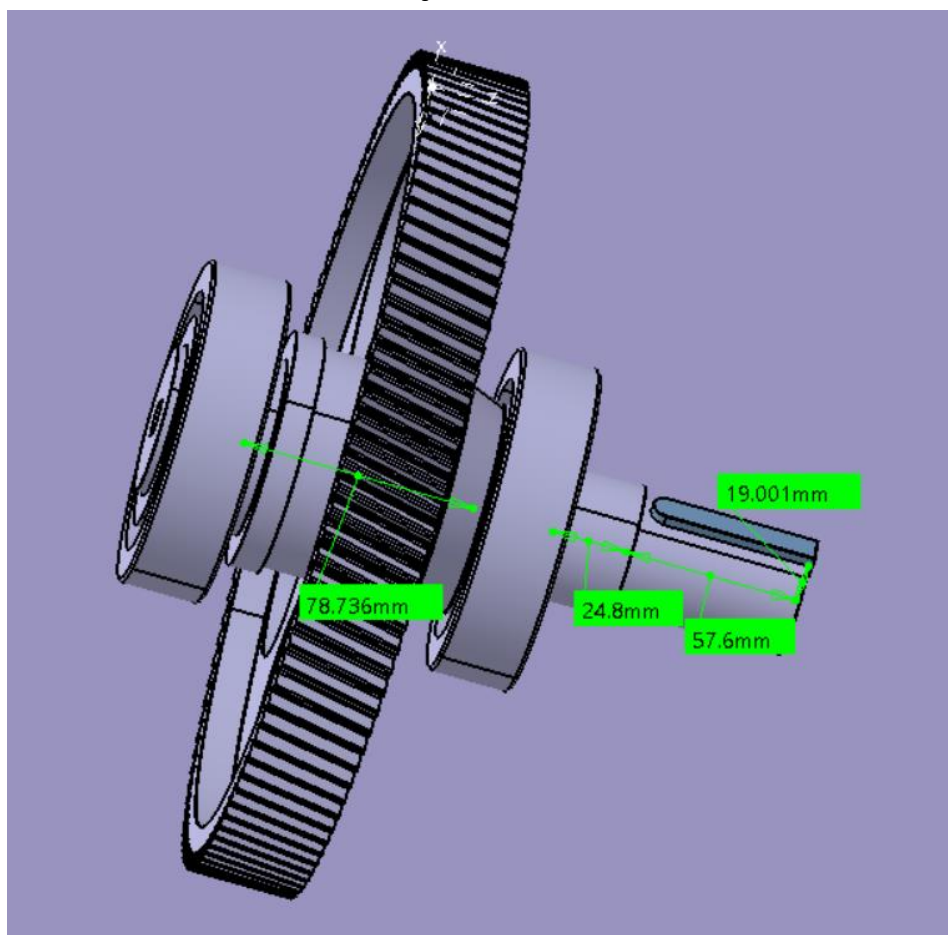
### 10.1 Generare Subansamble rulmenți



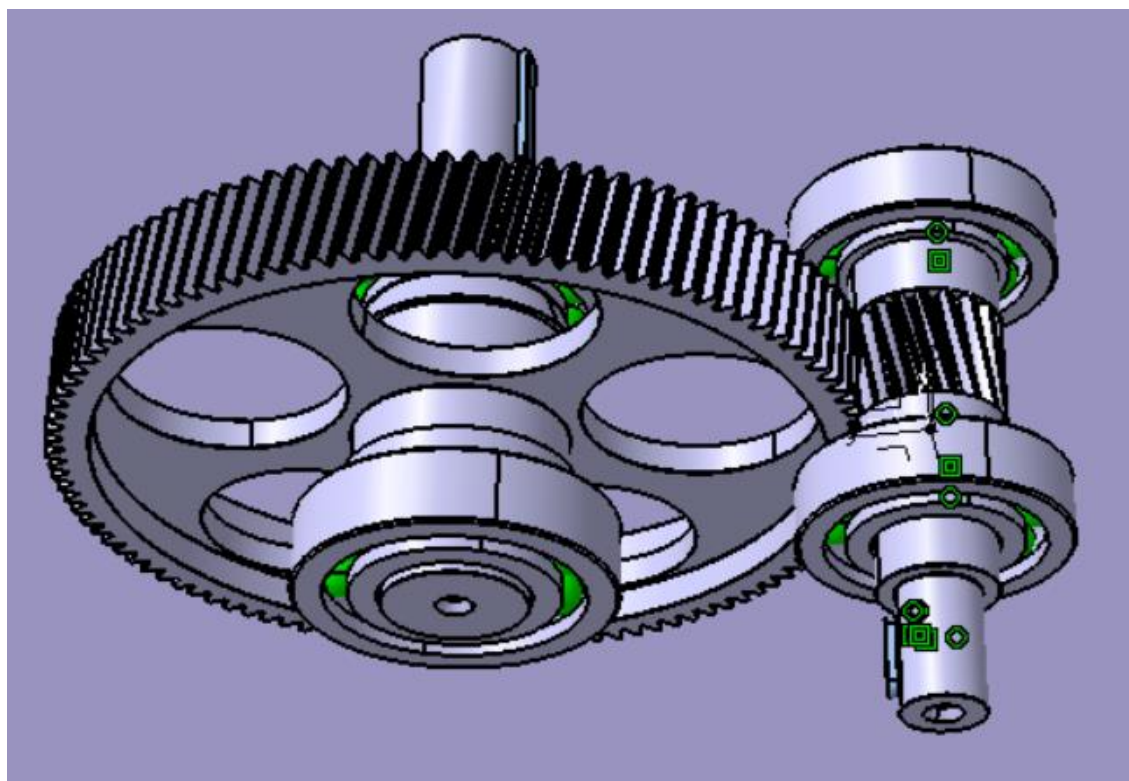
### 10.2 Generare Subansamblu arbore de intrare



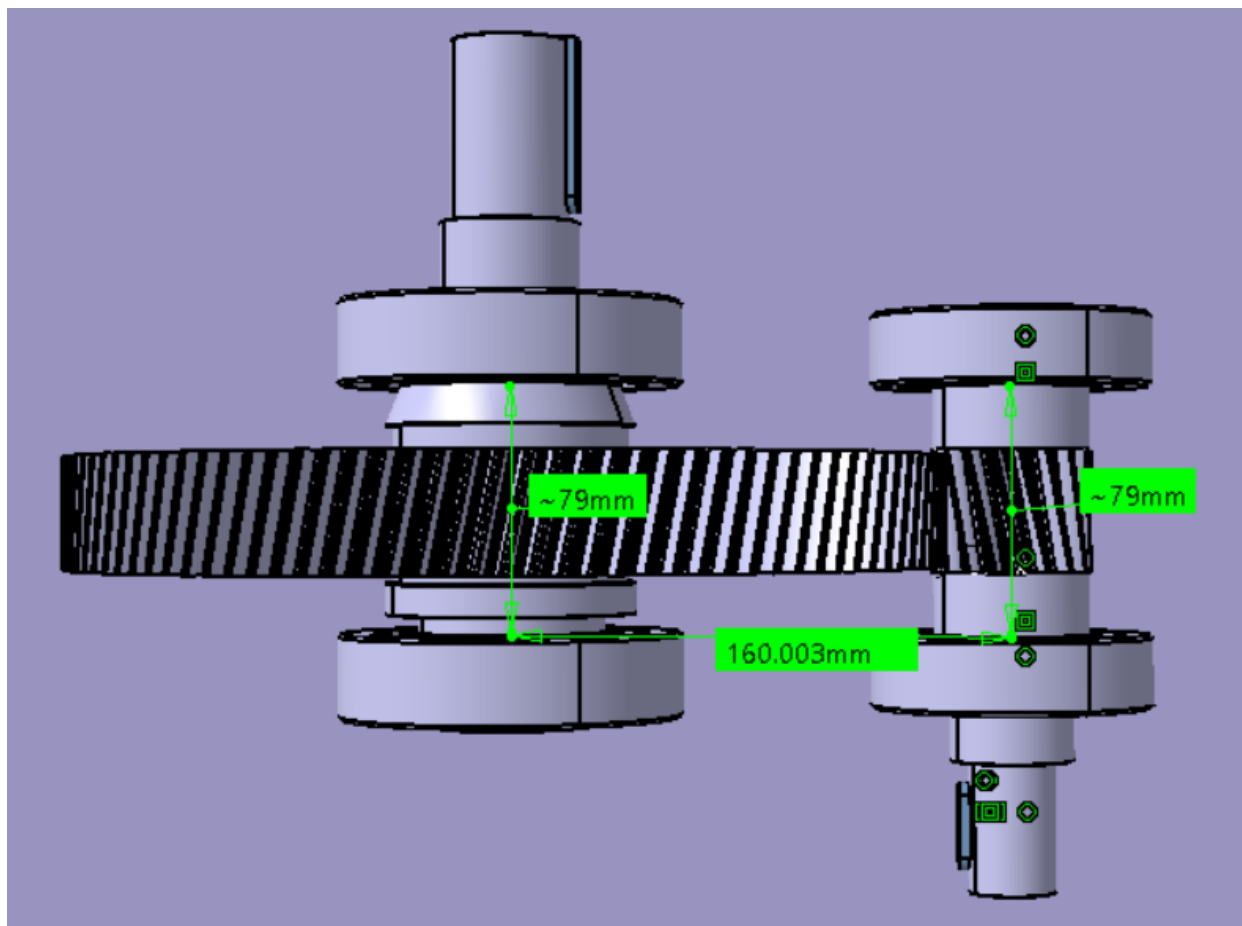
### 10.3 Generare Subansamblu arbore de ieșire



### 10.4 Generare Subansamblu angrenaj



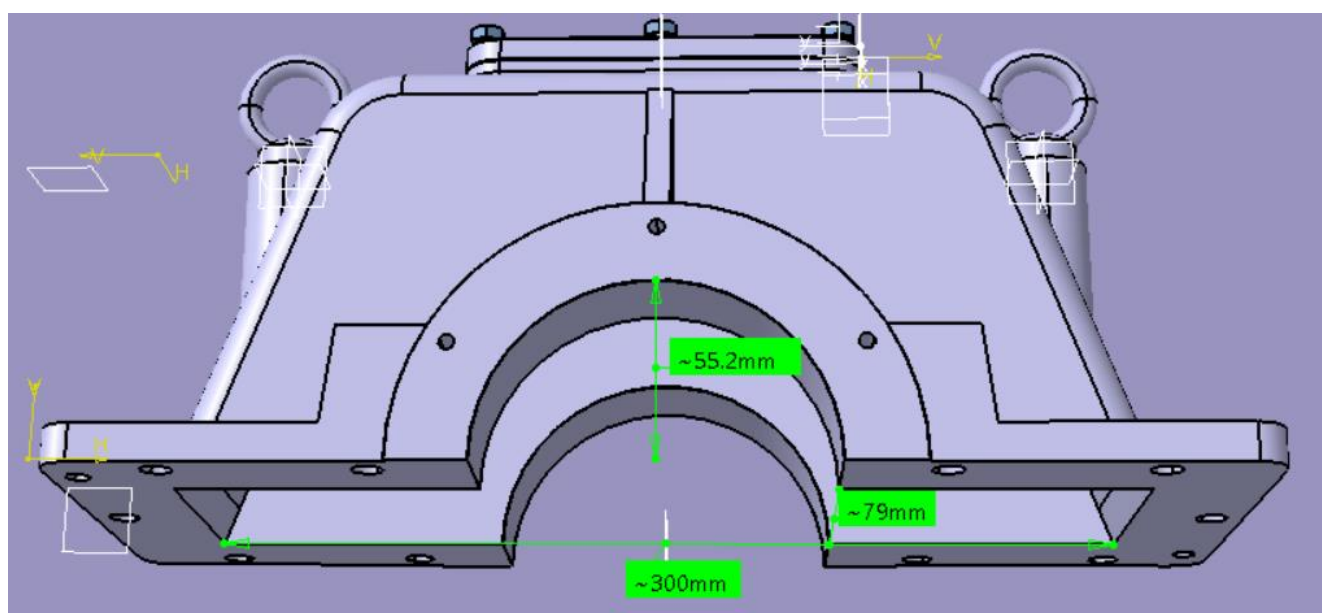
(vedere izometrică)

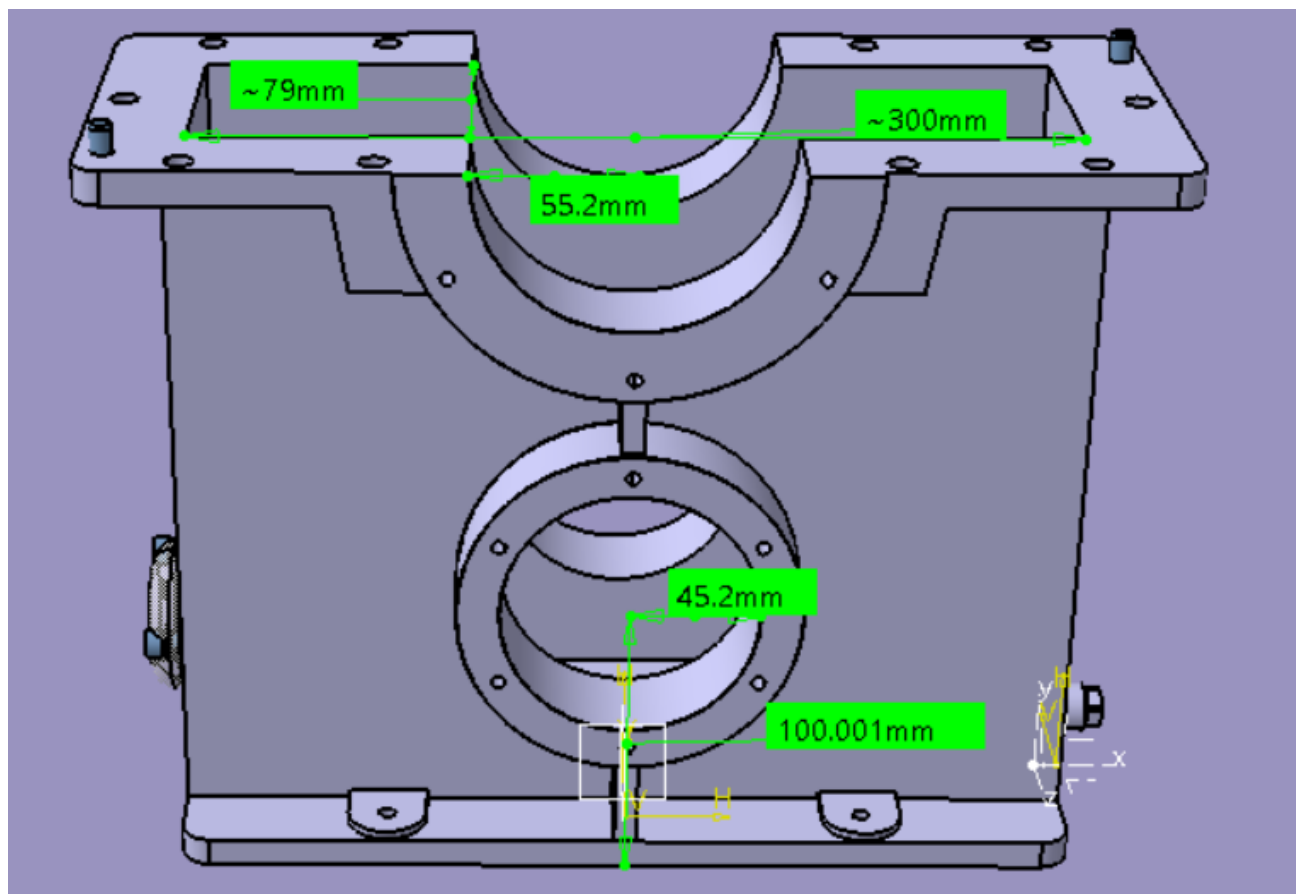


(vedere în planul axelor)

## 11. GENERARE SUBANSAMBLE CARCASE

*Carcasă superiară RCil Vj*

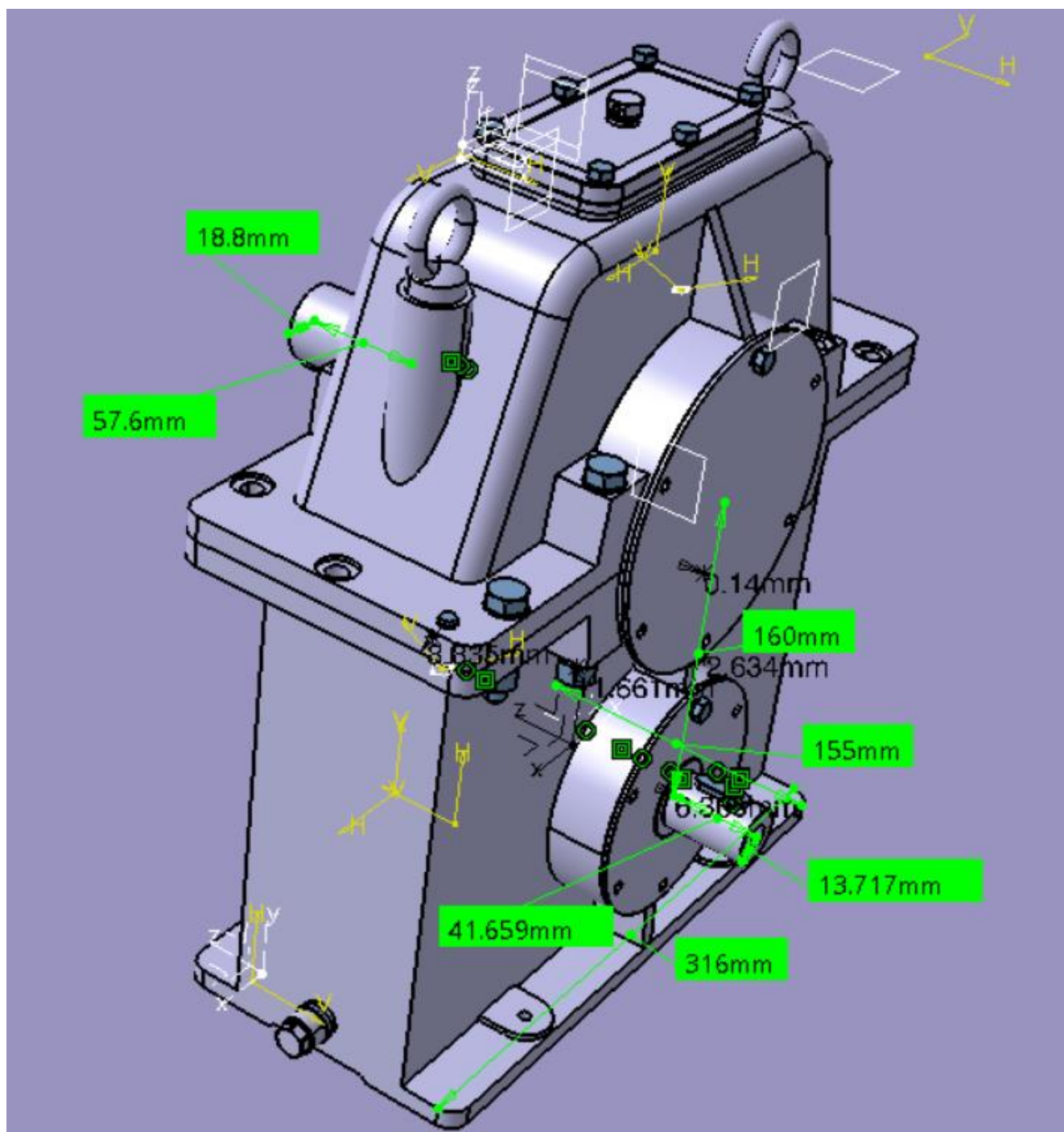






## 12. GENERARE MODEL 3D (ANSAMBU)

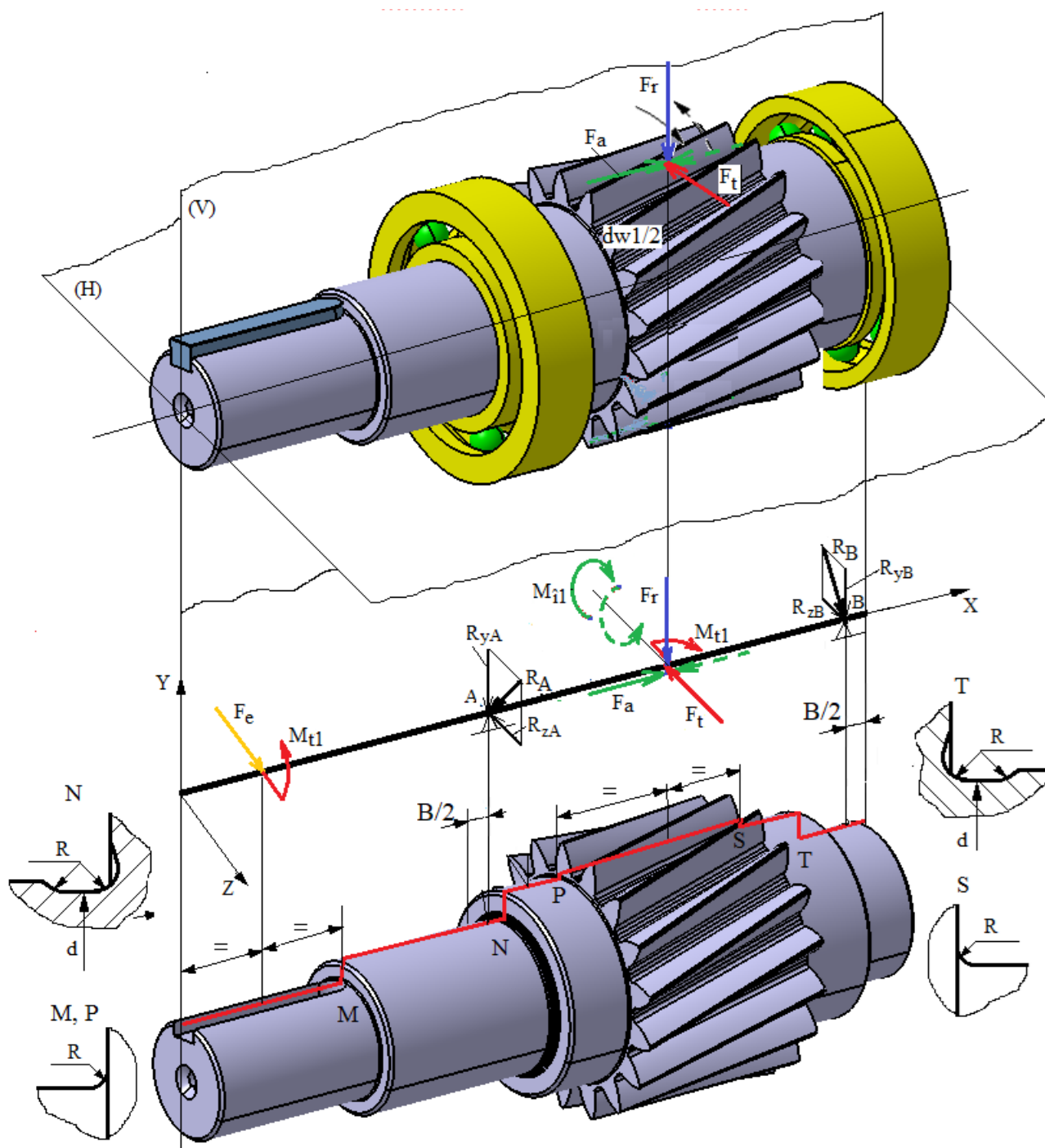
*Ansamblu RCil Vj*



## 13. VERIFICAREA ARBORILOR

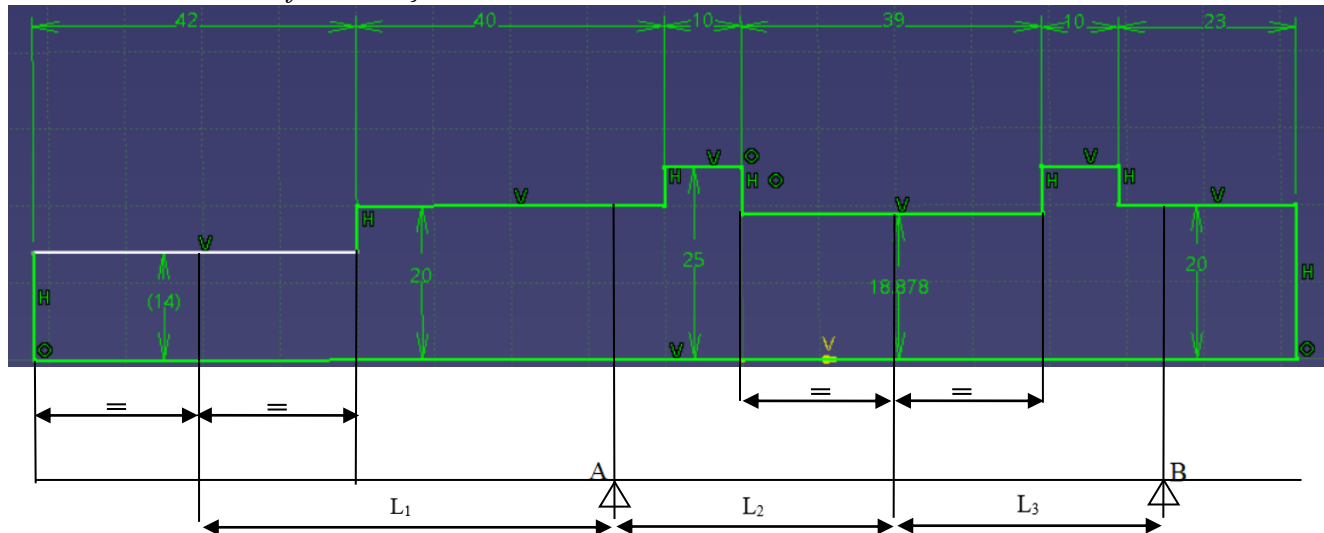
### 13.1 Verificarea arborelui de intrare cu MDESIGN

#### Schema de încărcare RCil Vj



### *Date de intrare*

*Schema arborelui conform schiței CATIA*



### *Valori diametre și lungimi*

Diametrele și lungimile tronsoanelor: conform schiței CATIA (v. schema de mai sus).

Distanțe de poziționare a reacțiunilor,  $B = 23 \text{ mm}$ .

Grosimea coroanei dințate,  $g = 1 \text{ mm}$ .

Diametrul de rostogolire al pinionului,  $d_{w1} = 45,7143 \text{ mm}$ .

Lungimile de calcul:  $L_1 = 49,5 \text{ mm}$ ;  $L_2 = 41 \text{ mm}$ ;  $L_3 = 41 \text{ mm}$ .

### *Valori forțe și momente*

Momentul de torsiune,  $M_{t1} = 71620 \text{ Nmm}$ .

Forțele de încărcare a pinionului cilindric: tangențială,  $F_t^{\square} = 3133,395 \text{ N}$ ; radială,  $F_r^{\square} = 1103,8303 \text{ N}$ ; axială,  $F_a^{\square} = 666 \text{ N}$ .

Forța de încărcare a capului arborelui,  $F_e = F_r^{\square} = 1103,8303 \text{ N}$ .

Momentele de încovoiere,  $M_{i1} = F_a^{\square} d_{w1}/2 = 666 * 45,7143/2 = 15222,8619 \text{ mm}$ .

### *Turația arborelui*

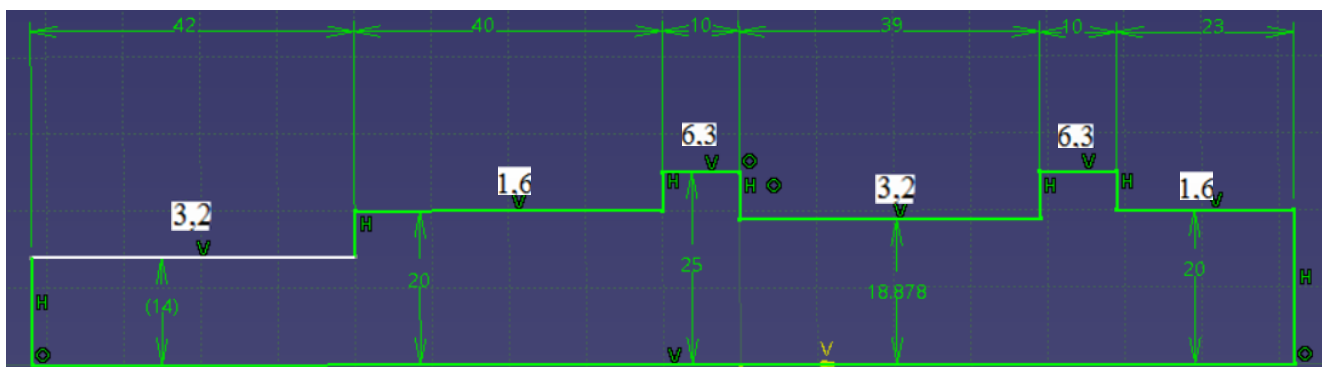
$n = 1000 \text{ rot/min}$ , turația arborelui de intrare.

### *Date despre material*

Tipul oțelului și tratamentul termic: 20TiMnCr12, Cementare.

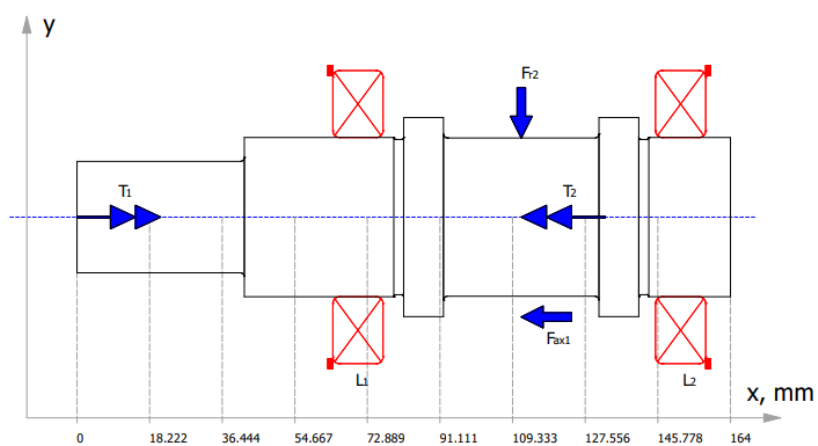
*Date despre concentratorii de tensiune*



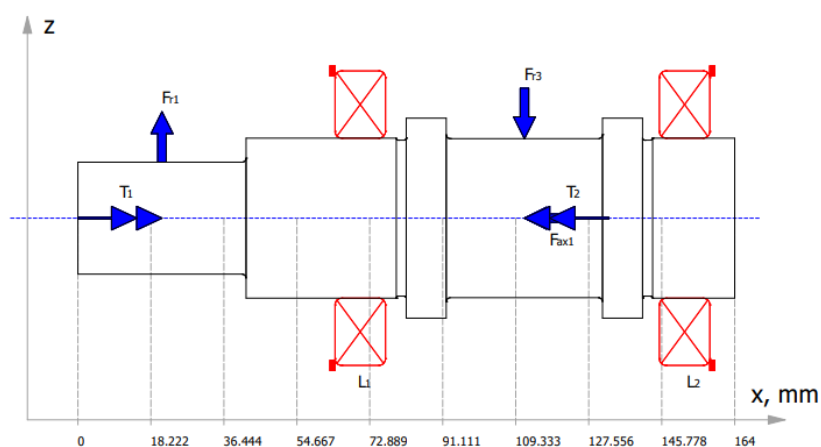


### Modelul arborelui RCil Vj în MDESIGN

Calculation graphic Y-X-plane



Calculation graphic Z-X-plane



## Valorile parametrilor geometrici ai tronsoanelor

### Shaft geometry

Nr.	D <sub>a l</sub> mm	D <sub>i l</sub> mm	D <sub>a r</sub> mm	D <sub>i r</sub> mm	L mm	R <sub>z</sub> μm	r mm	d: mm	t: mm
1	28	0	28	0	42	3.2	1	0	0
2	40	0	40	0	40	1.6	0.8	39.4	0
3	50	0	50	0	10	6.3	1	0	0
4	39.75 6	0	39.75 6	0	39	3.2	1	0	0
5	50	0	50	0	10	6.3	0.8	39.4	0
6	40	0	40	0	23	1.6	0	0	0

## Date privind poziția punctului de calcul a săgeții la încovoiere; turația; considerarea greutatei proprii, efectului giroscopic și rigidității rulmenților

Calculation of the deflection for point  
 Shaft speed  
 Considering weight - horizontal or vertical  
 Consider gyroscope effect?  
 Consider bearing stiffness?

x = 111.5 mm  
 n : 1000 1/min  
 Horizontal shaft  
 No  
 No

## Date despre rulmenți

### Bearing

Nr.	Type =	Position x = mm	Radial bearing stiffness c <sub>r</sub> = N/m	Torsional bearing stiffness c <sub>α</sub> = N·m	Bending bearing stiffness c <sub>β</sub> = N·m
1	Support bearing ->	70.5	1e+15	0	0
2	Support bearing <-	151.5	1e+15	0	0

## Date privind caracteristicile încărcărilor

### Loading Data

Type of loading: tension-pressure  
 Type of loading: bending  
 Type of loading: torsion

Dynamically pure cyclic  
 Dynamically pure cyclic  
 Dynamically pure cyclic

Factor for maximum loading (tension-pressure)  
 Factor for maximum loading (bending)  
 Factor for maximum loading (torsion)

1  
 1  
 1

## Date despre încărcarea cu forțe axiale

### Axial forces F<sub>ax</sub>

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Radius = mm	Angle α = °
1	111.5	-666	25.066	180

### Date despre încărcarea cu forțe radiale

Radial forces  $F_r$

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Angle $\alpha$ = °
1	21	-1103.8303	270
2	111.5	-1103.8303	0
3	111.5	-3133.395	90

### Date despre încărcarea cu momente de torsiune

Torsion

Nr.	Position x = mm	Torsion moments $M_t$ : N·mm	Power P: kW	Transition part =
1	21	71620	0	drive
2	111.5	71620	0	takeoff

### Date despre încărcări, calculul la oboseală și coeficienți de siguranță

Specifications about the load/loadings

Loading case

Constant mean stress  
(loading case 1)

Calculation of finite-life fatigue strength?

No

Minimum safety against fatigue fracture

$S_{Dmin} = 1.2$

Minimum safety against residual deformation

$S_{Fmin} = 1.2$

### Date despre materiale

#### Material Data

Strength values according to

Material designation

Material number

MDESIGN database

18MoCrS4

1.7323

Gage diameter

$d_B = 16$  mm

For the gage diameter

Tensile strength

$\sigma_B (R_m) = 1100$  N/mm<sup>2</sup>

Yield stress

$\sigma_S (R_e) = 775$  N/mm<sup>2</sup>

Cyclic fatigue strength under bending stress

$\sigma_{bW} = 550$  N/mm<sup>2</sup>

Cyclic tension and pressure fatigue strength

$\sigma_{zdW} = 440$  N/mm<sup>2</sup>

Cyclic torsional fatigue strength

$\tau_{tW} = 330$  N/mm<sup>2</sup>

Young's modulus

$E = 215000$  N/mm<sup>2</sup>

Shear modulus

$G = 83000$  N/mm<sup>2</sup>

Density

$\rho = 7850$

Apply surface hardening to

Material group

Heat treatment

Surface hardening

Total shaft

Cemented steels

trial hardened

cemented

### Valorile reacțiunilor în reazeme (lagăre cu rulmenți)

#### Supporting forces:

No.	Type	Position x mm	Radial force in the Y-axis $R_Y$ N	Radial force in the Z-axis $R_Z$ N	Result. radial force $R$ N	Axial force in the X-axis $R_{ax}$ N	Tilting moment in the Y-axis N·m	Tilting moment in the Z-axis N·m	Result. tilting moment N·m
1	Support bearing ->	70.5	349.792	-231.038	419.205	666	0	0	0
2	Support bearing <-	151.5	768.874	2260.602	2387.779	0	0	0	0

**Obs.** Valorile forțelor de reacțiune R (Result. radial force) se folosesc pentru calculul rulmenților.

### Verificarea arborelui de intrare la solicitări compuse

Diagrama momentelor de încovoiere în planul YX

#### Bending moment in the Y-X-plane

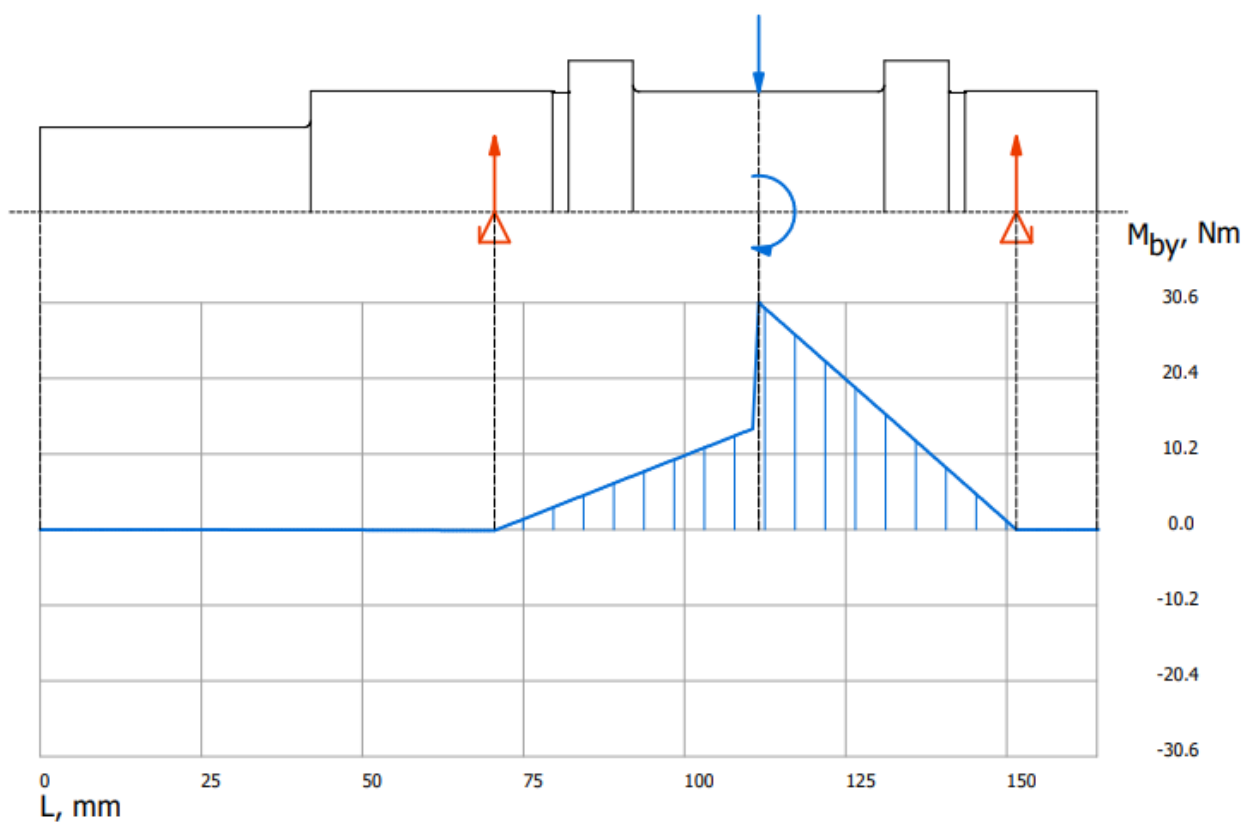


Diagrama momentelor de încovoiere în planul ZX

Trend of curve of the bending moment curve in the Z-X plane

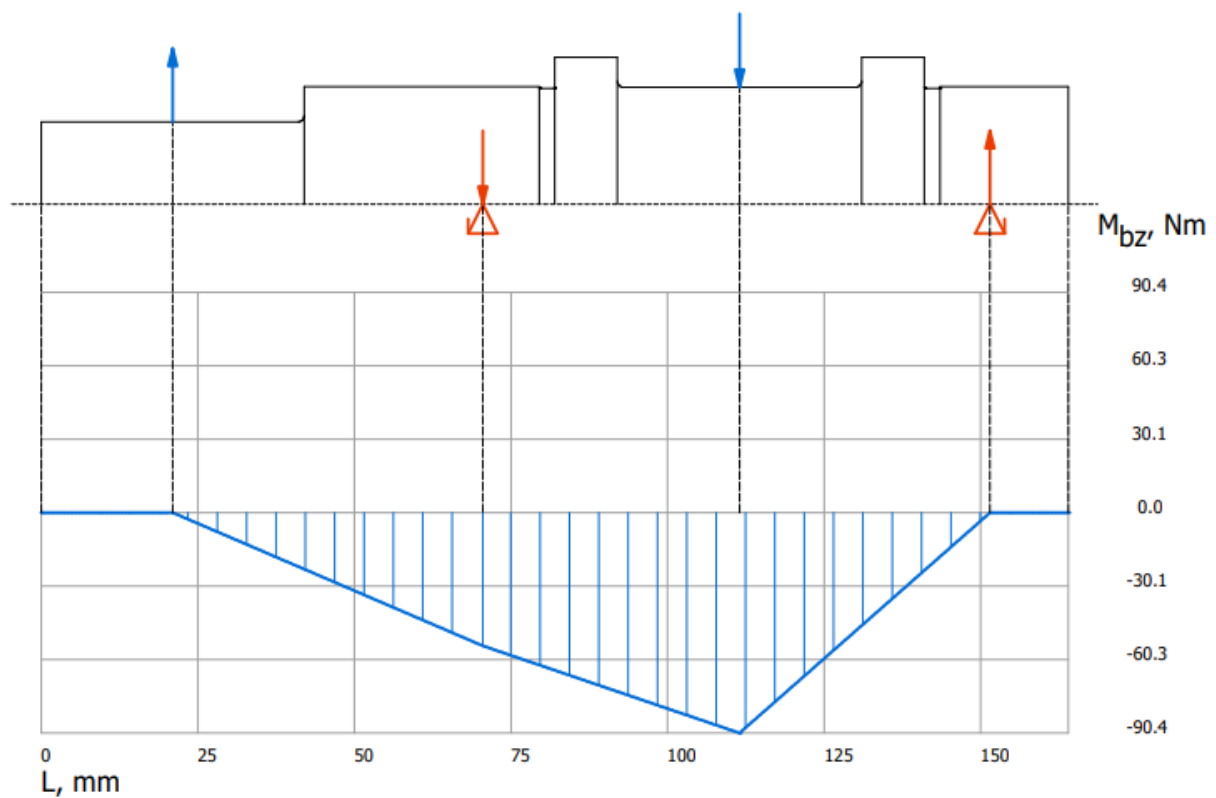
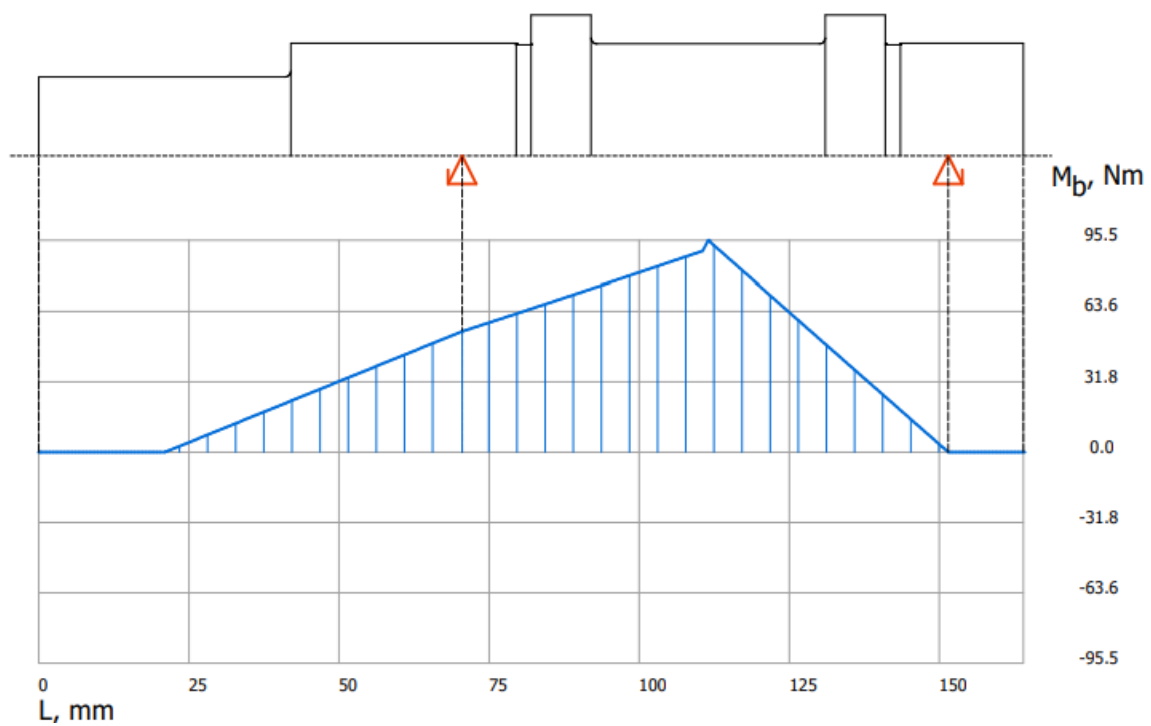


Diagrama momentelor de încovoiere rezultante

Trend of curve of the bending moment (combined characteristic)





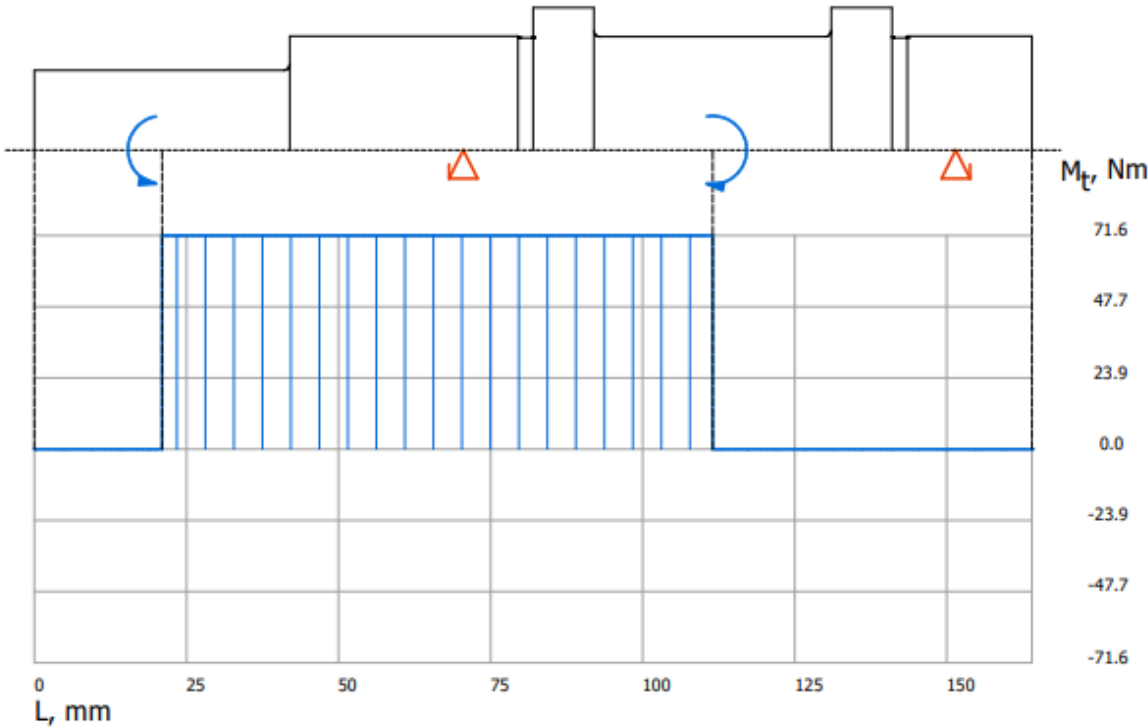


Resulting maximum bending moment:				
Position	x	=		111.5 mm
Amount	M <sub>bmax</sub>	=		95.464 N·m

Diagrama momentelor de torsiune

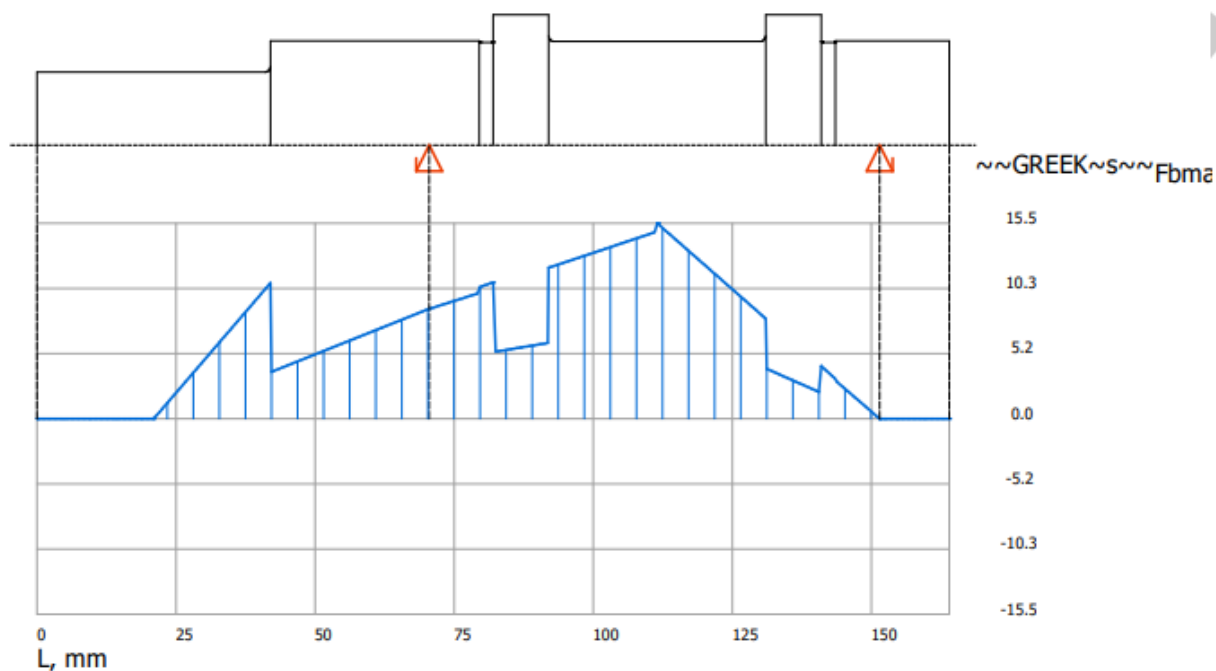
Trend of curve of the torsional moment



Resulting maximum bending moment:				
Position	x	=		111.5 mm
Amount	M <sub>bmax</sub>	=		95.464 N·m

# Diagrama tensiunilor de încovoiere rezultante

## Maximum value of the bending stress (combined characteristic)



Resulting maximum bending stress:

Position

x

=

111.5

mm

Amount

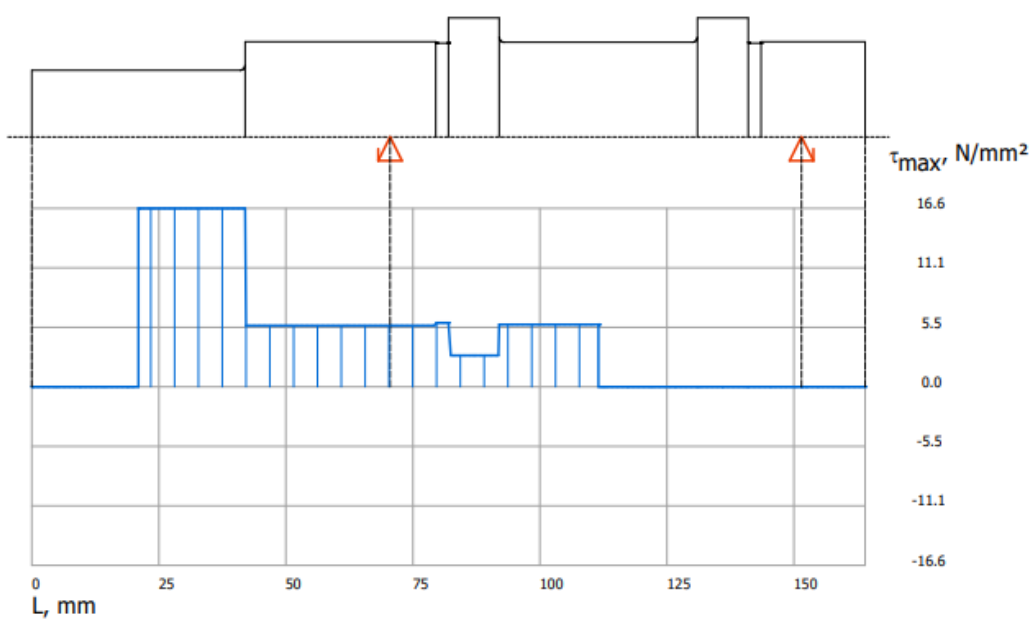
$\sigma_{bmax}$

=

15.475

$\text{N/mm}^2$

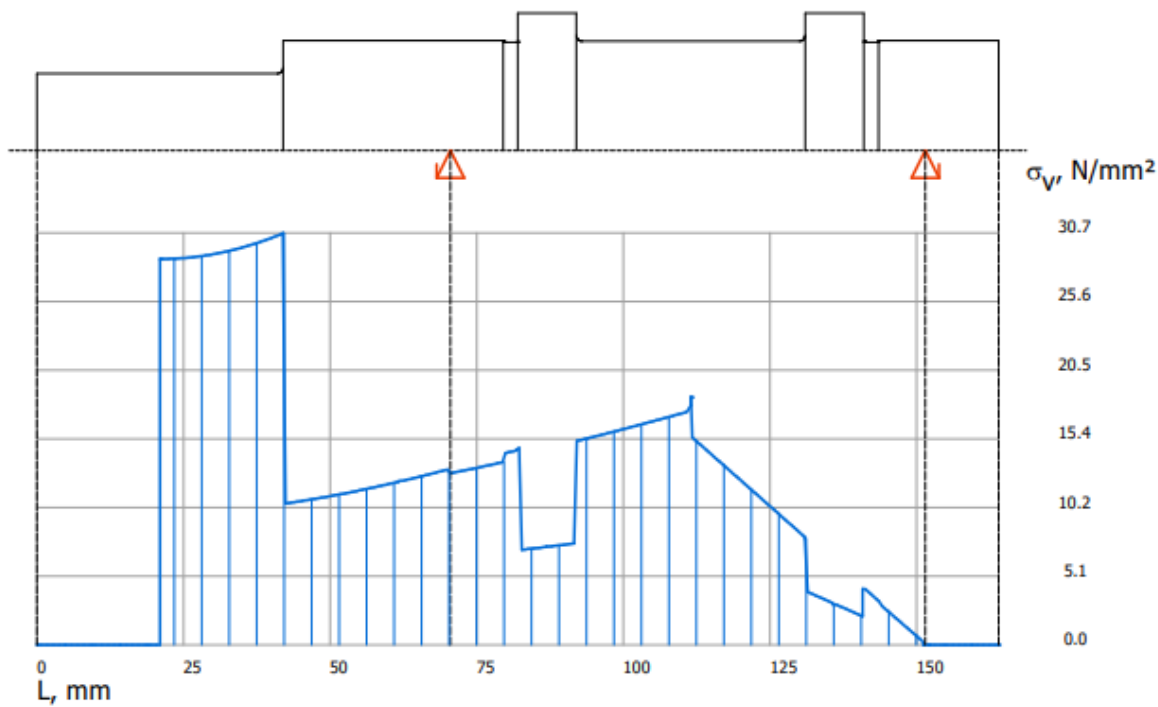
## Maximum value of the torsional stress (combined characteristic)



Resulting maximum torsional stress:				
Position	x	=	21	mm
Amount	$\tau_{tmax}$	=	16.616	N/mm <sup>2</sup>

Diagrama tensiunilor echivalente

Equivalent stress development (resultant)

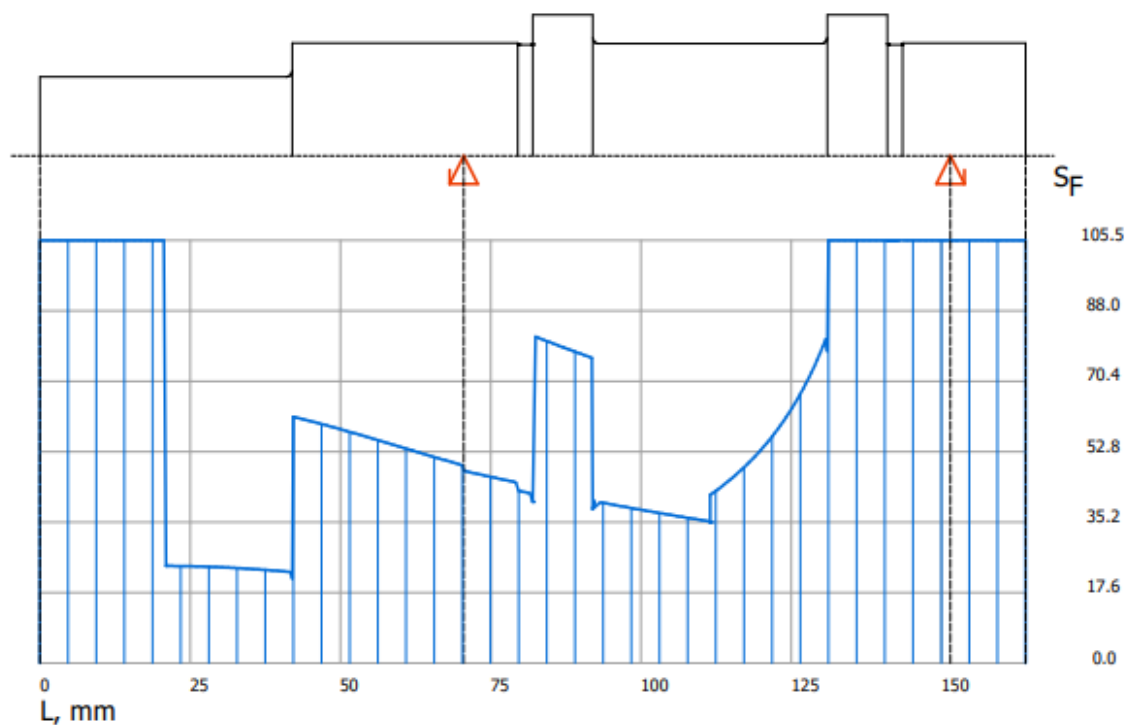


Resulting maximum equivalent stress:				
Position	x	=	41.937	mm
Amount	$\sigma_{vmax}$	=	30.724	N/mm <sup>2</sup>



## Diagrama coeficientului de siguranță

Safety factor against yielding  
(diagram section up to 5\*minimum safety)



Minimum safety against yielding:

Position	x	=	42	mm
Amount	$S_F$	=	21.109	

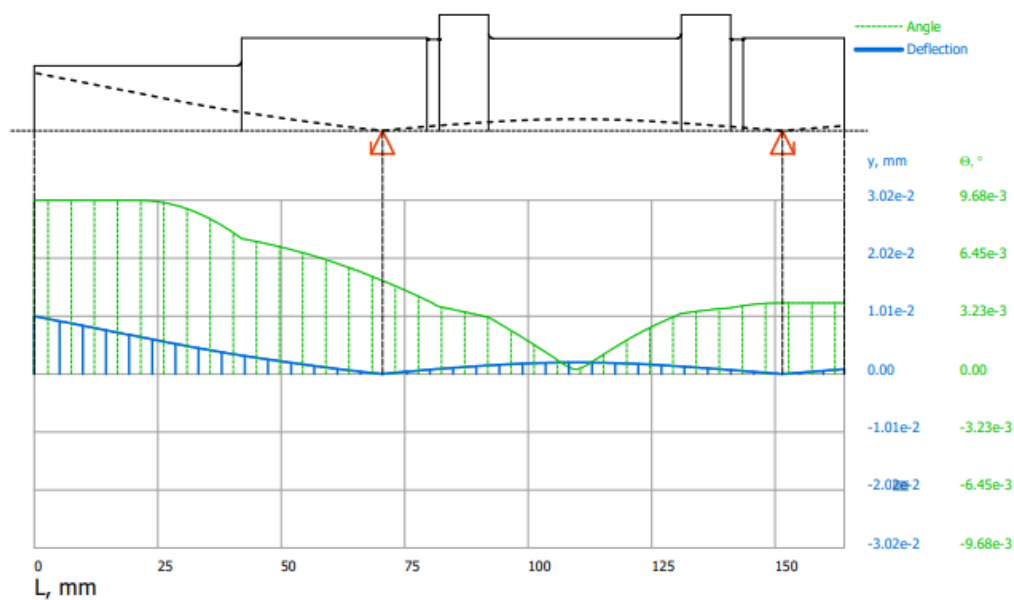
Verificarea arborelui de intrare la sollicitări compuse

$S_{Fmin} \geq S_F$  cu  $S_{Fmin} = 21,109$ ; **21,109 > 1,2 (se verifică)**

Verificare la deformații de încovoiere (flexionale)

Diagramele săgeților și rotirilor

Deflection and angle of deflection (combined characteristic)



Valorile săgeților și rotirilor maxime și la jumătatea tronsonului cu dantura

Resulting maximum deflection:

Position	x	=	0	mm
Amount	$y_{\max}$	=	0.010075	mm
Angle of the maximum deflection:				
Position	x	=	1.406	mm
Amount	$\Theta$	=	0.009676	°

Calculation results for point

	x	=	111.5	mm
Trend of curve of the transverse force	$Q_x$	=	2385.982	N
Deflection	$y_x$	=	0.002011	mm
Angle of deflection	$\Theta$	=	0.00045	°

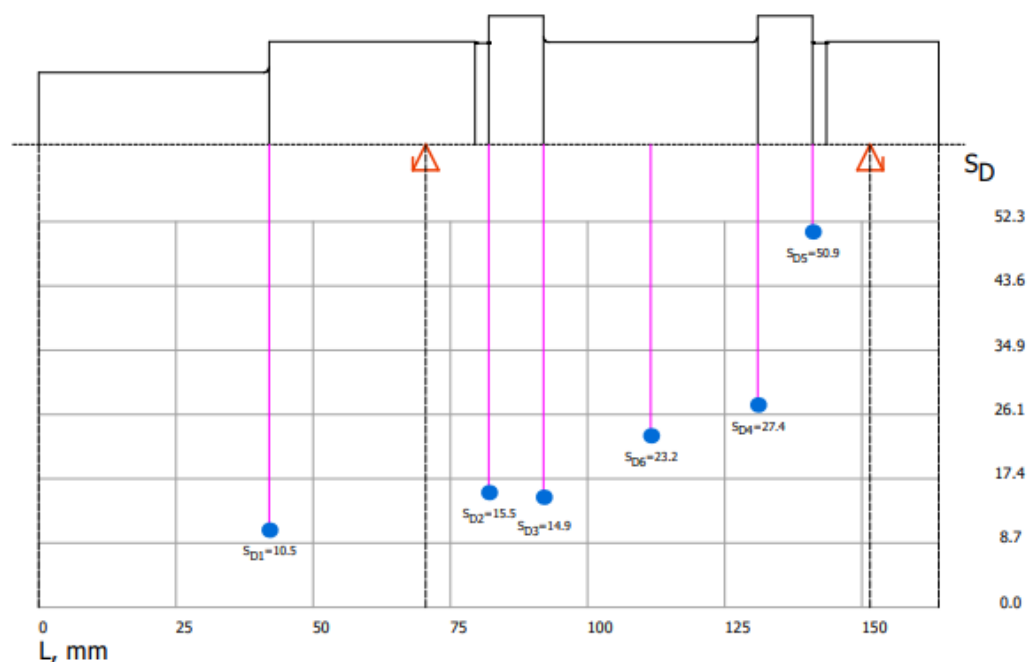
Verificarea arborelui la deformații flexionale

- verificarea la deformații liniare (săgeți) în zona angrenajului,  $y_x \leq y_a$ ;  $y_a = (0,01 \dots 0,03) * m_n = (0,01 \dots 0,03) * 2,5 = 0,025 \dots 0,075$  mm;  
 $0.002011 < 0,025 \dots 0,075$  mm (se verifică)
- verificarea la deformații liniare (săgeți) maxime:  $y_{\max} \leq y_a$ ;  $y_a = 2,5 * 10^{-4} * 181 = 0,0452$  mm;  
 $0.010075 < 0,0452$  mm (se verifică);
- verificare la deformații unghiulare (rotiri) maxime în lagăre:  $\Theta_{\max} \leq \Theta_a$ ;  $\Theta_a = 8 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 180/\pi = 0,46^\circ$ ;  
 $0.009676 < 0,46^\circ$  (se verifică).

Verificarea arborelui la solicitări variabile (oboseală)

Diagrama coeficientului de siguranță la oboseală

Safety against fatigue fracture  
(diagram section up to 5\*minimum safety)



Minimum safety against fatigue fracture:

Position	x	=	42	mm
Amount	$S_D$	=	10.459	

Verificarea arborelui intermediar la sollicitări variabile (oboseală)

$S_{Dmin} \geq S_D$ : 10.459 > 1,2 (se verifică).

### Verificarea la vibrații

Turațiile și vitezele critice la torsiune

Critical torsional shaft speed values

No.	Critical shaft speed values $n_b$ 1/min	Eigenfrequencies $\omega$ rad/s
1	705008.67	73828.34
2	1126827.44	118001.09
3	1713924.04	179481.71
4	2323507.03	243317.09
5	3008243.86	315022.56

Turațiile și vitezele critice la încovoiere

Critical bending shaft speed values

No.	Critical shaft speed values $n_b$ 1/min	Eigenfrequencies $\omega$ rad/s
1	264419.11	27689.9
2	669626.57	70123.13
3	1081236.57	113226.83
4	1723250.47	180458.37
5	2268583.55	237565.51

Verificarea la vibrații (evitarea vibrațiilor critice)

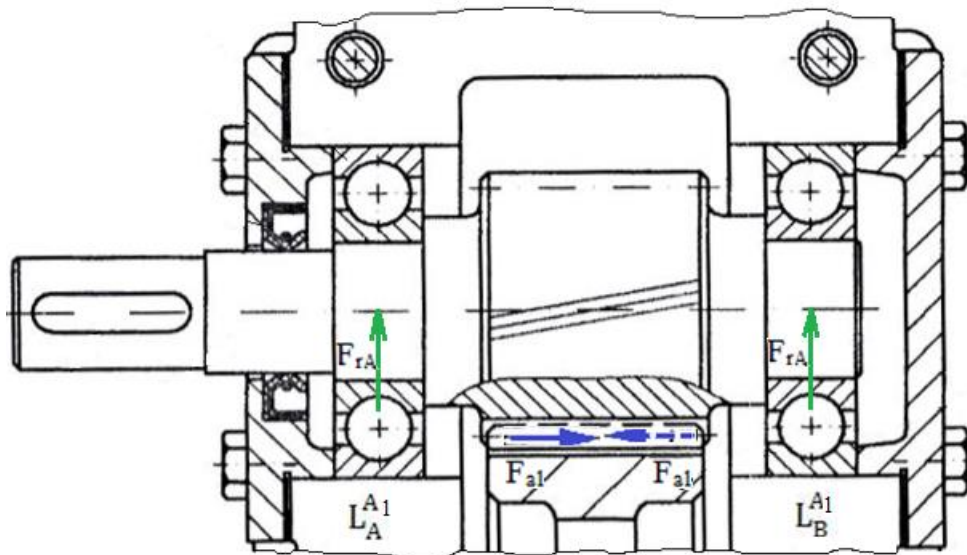
- *torsionale*,  $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$ :  
 $(0 \dots 1000) \neq (0,8 \dots 1,2) 705008,67$ ;  
 $(0 \dots 1000) \neq (564006,936 \dots 846010,404)$  rot/min (se verifică).
- *flexionale (de încovoiere)*,  $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$ :  $(0 \dots 1000) \neq (0,8 \dots 1,2) 264419,11$ ;  
 $(0 \dots 1000) \neq (211535.288 \dots 317302,932)$  rot/min (se verifică).

## 14. VERIFICAREA RULMENȚILOR

**Obs.** În continuare se vor prezenta rezultate pentru verificarea rulmenților radiali cu bile. Pentru cazul rulmenților radial-axiali se vor prezenta etapele corespunzătoare celor din ghidul specific.

### 14.1 Verificarea rulmenților radiali pentru arborele de intrare

#### Schema de încărcare a rulmenților radiali



#### Date de intrare

##### Forțele exterioare

- radiale:  $F_{rA} = 419,205 \text{ N}$ ,  $F_{rB} = 2387,779 \text{ N}$ .
- axiale:  $F_{a1} = \pm 666 \text{ N}$ ; forța  $F_{a1}$  în funcție de sensul de rotație poate avea semnul + (de la stânga la dreapta) sau - (de la dreapta la stânga) și deci, în funcție de acestea, se impune studiul pentru două cazuri (forța axială încarcă pe rând arborele în ambele sensuri).

##### Tipul rulmentului și sarcina (capacitatea) dinamică de bază

Rulment radial cu bile (cod **6308**) cu sarcina dinamică de bază  $C = 42500 \text{ N}$ , din catalogul pentru rulmenți.

##### Factorii de influență pentru calcul

Factorul,  $f_0 = 13$ ; sarcina statică radială de bază,  $C_{0r} = 25000 \text{ N}$ ; pentru  $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{13 * 666}{25000} = 0,35$  și joc radial normal (CN) rezultă factorii de influență:  $e = 0,22$ ,  $X = 0,56$ ,  $Y = 2$ .

##### Turația arborelui

Rulmenții se rotesc cu turația arborelui de intrare,  $n = n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ .

##### Durata de funcționare,

Durata de funcționare a rulmenților este egală cu cea impusă RCil,  $L_{h \text{ imp}} = 10000 \text{ ore}$

#### Sarcinile dinamice echivalente și rulmentul cel mai încărcat

Pentru rulmentul din lagărul  $L_A^{A1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rA}} = \frac{666}{419,205} = 1,589 > e = 0,22,$$

sarcina dinamică echivalentă,

$$P_A = X F_{rA} + Y F_{a1} = 0,56 * 419,205 + 2 * 666 = 1566,75 \text{ N}.$$

Pentru rulmentul din lagărul  $L_B^{A1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rB}} = \frac{666}{2387,779} = 0,279 > e = 0,22,$$

sarcina dinamică echivalentă,

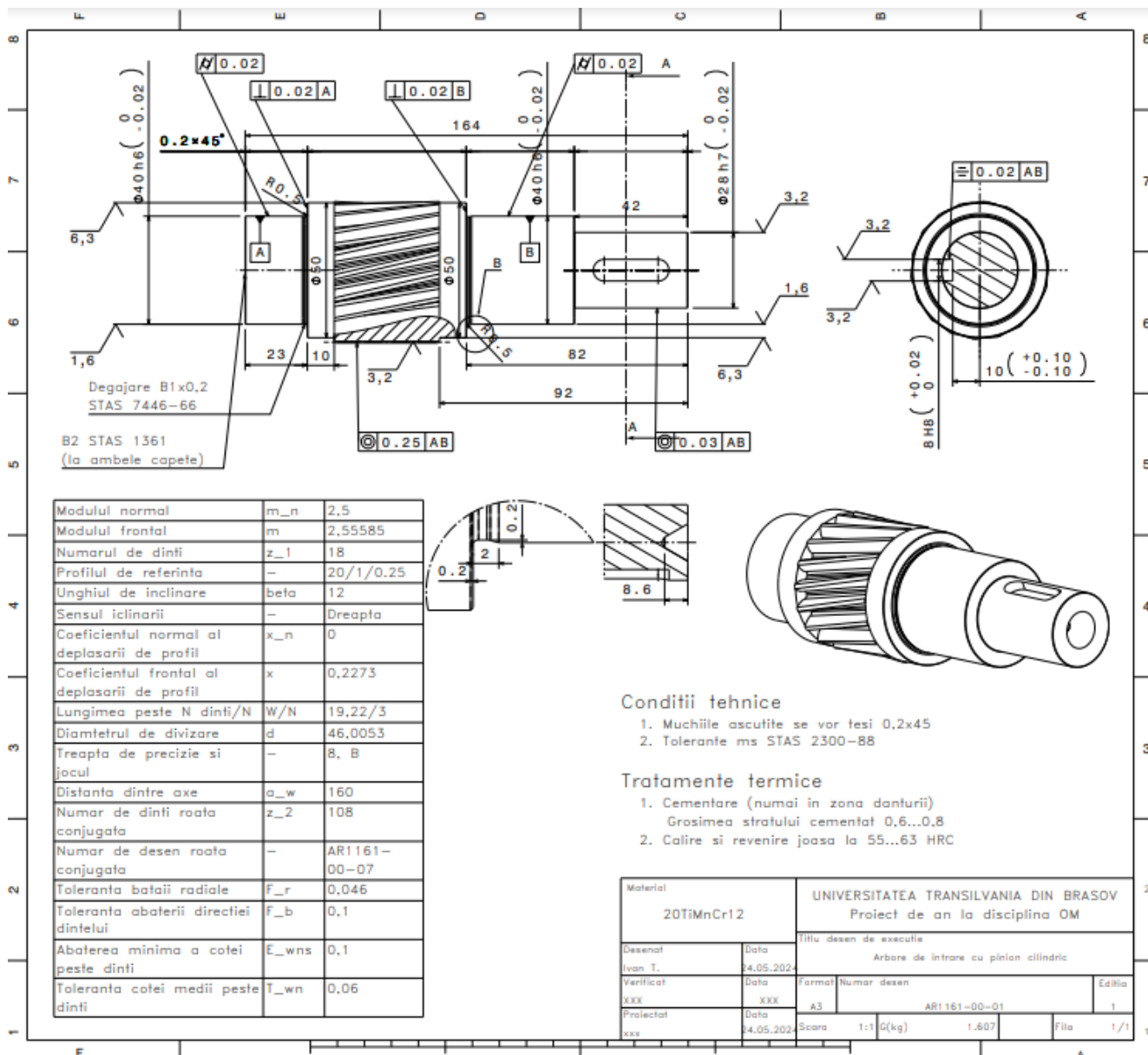
$$P_B = X F_{rB} + Y F_{a1} = 0,56 * 2387,779 + 2 * 666 = 2669,156 \text{ N}.$$



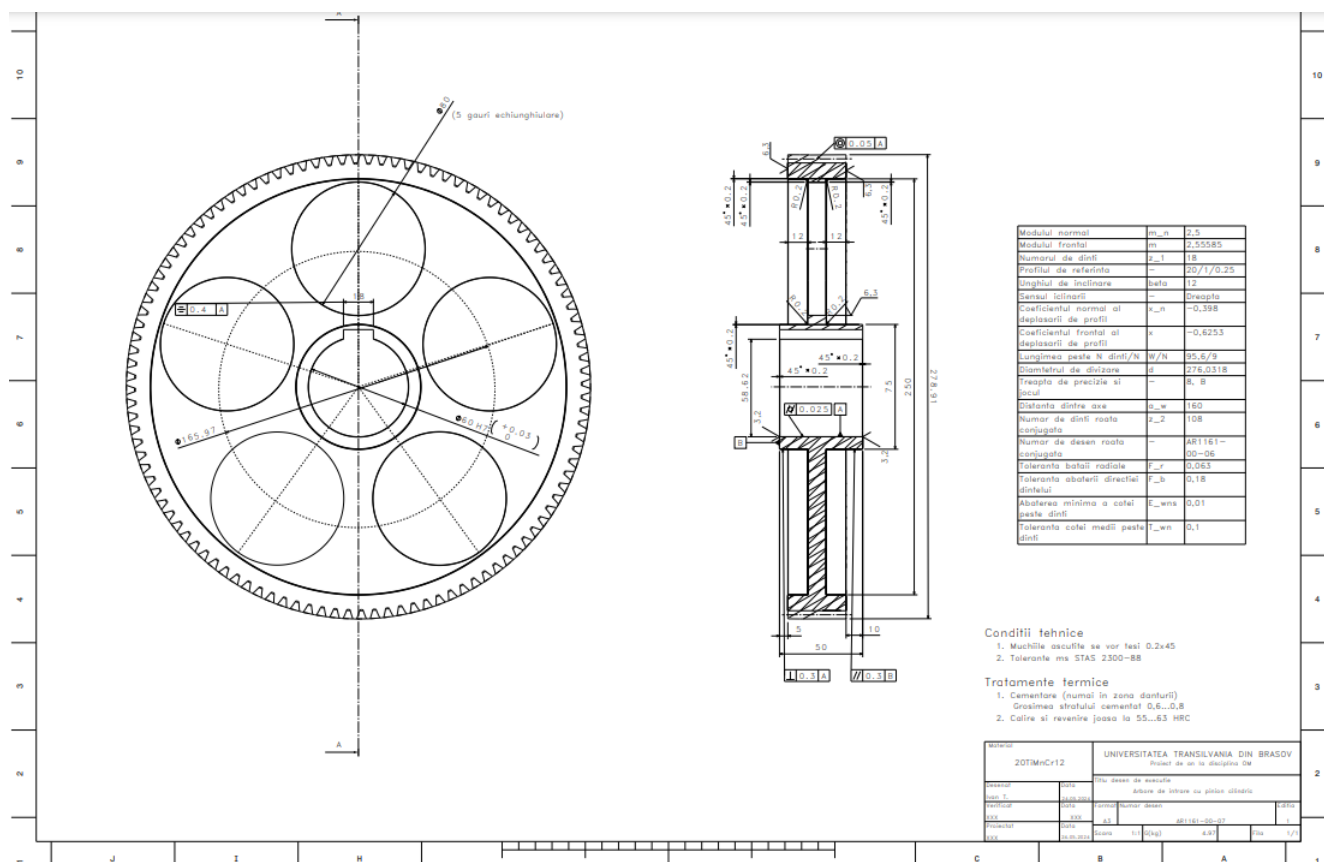
## 16. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENELOR DE EXECUȚIE

**Obs.** În continuare, se prezintă desenele pentru arborele de intrare cu pinion cilindric și roata dințată cilindrică RCil Vj. În cazul unui proiect personalizat se vor prezenta desenele indicate în tema de proiectare.

### Desen de execuție Arbore de intrare cu pinion cilindric



***Desen de execuție Roată dințată cilindrică***



## BIBLIOGRAFIE

1. Jula, A. ș.a. Organe de mașini, vol. I,II. Universitatea din Brașov, 1986, 1989.
2. Mogan, Gh. ș.a. Organe de mașini. Teorie-Proiectare-Aplicații, Ed Universității Transilvania din Brașov, 2012 (format electronic: [www.mg.riv.ro](http://www.mg.riv.ro), user name: student; password: mogan).
3. Moldovean, Gh. ș.a. Angrenaje cilindrice și conice. Calcul și construcție. Ed. LuxLibris, Brașov, 2001.
4. Moldovean, Gh. ș.a. Angrenaje cilindrice și conice. Metodici de proiectare. Ed. LuxLibris, Brașov, 2002.
5. Rădulescu, C. Organe de mașini, vol. I, II, III. Universitatea Transilvania din Brașov, 1985.
6. \*\*\* Culegere de norme și extrase din standarde pentru proiectarea elementelor componente ale mașinilor, vol. I. și II. Universitatea din Brașov, 1984.