



**UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV**

**Departamentul de Automatică și tehnologia  
informației**

***Disciplina Organe de Mașini***



# **PROIECT DE AN LA DISCIPLINA Organe de Mașini**

**Autor: Student Andrei-Constantin BORICEAN**

**Programul de studii: Robotică**

**Grupa 4LF801A**

**Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN**

**Dr. ing. Eugen BUTILĂ**

**Drd. ing. Diana BUZDUGAN**

**UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV**

**FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ ȘI  
ȘTIINȚA CALCULATOARELOR**

***Disciplina Organe de Mașini***

# **MEMORIU TEHNIC**

**Autor: Student Andrei-Constantin BORICEAN  
Grupa 4LF801A**

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

**2022**

# CUPRINS

Introducere .....	5
1. Aspecte generale și tema de proiectare .....	6
1.1. Aspecte generale .....	6
1.2. Obiective și date de proiectare .....	6
1.2.1. Obiectivele proiectului .....	6
1.2.2. Date de proiectare.....	6
2. Schema structurală funcțional-constructivă și parametri cinetostatici .....	7
2.1. Schema structurală funcțional-constructivă .....	7
2.2. Parametri cinetostatici .....	7
3. Predimensionarea angrenajului .....	8
3.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor .....	8
3.2. Predimensionarea angrenajului cilindric.....	9
3.2.1. Determinarea modulului frontal .....	9
3.2.2. Standardizarea modulului și parametri geometrici principali .....	11
3.2.3. Modelarea dinților roților în angrenare (CATIA) .....	11
3.2.4. Standardizarea distanței dintre axe și parametri geometrici principali .....	13
3.2.5. Modelarea și verificarea angrenajului deplasat (CATIA) .....	14
3.2.6. Modelarea și verificarea angrenării (CATIA) .....	15
4. Predimensionarea arborilor și alegerea rulmenților .....	17
4.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor .....	17
4.2. Alegerea structurilor constructive alubansamblelor arborilor.....	18
4.2.1. Alegerea materialelor arborilor și tratamentelor termice .....	18
4.2.2. Calculul de predimensionare al arborilor .....	19
4.2.3. Standardizarea capetelor arborilor de intrare/ieșire . .....	19
4.3. Alegerea rulmenților și montajelor .....	19
4.3.1. Alegerea rulmenților .....	19
4.3.2. Alegerea montajelor rulmenților .....	20
5. Modelarea și simularea cinematică a mecanismului .....	20
5.1. Generarea și simularea modelului cinematic .....	20
6. Verificarea (dimensionarea) angrenajului .....	21
6.1. Verificarea (dimensionarea) angrenajului cilindric .....	21
6.1.1. Geometria angrenajului și roților cilindrice .....	21
6.1.2. Alegerea procedeelor de prelucrare și de lubrifiere (ungere) .....	22
6.1.4. Determinarea coeficienților de siguranță și verificare/dimensionare.....	24
7. Forțe în angrenajul cilindric .....	24
7.1 Schema forțelor din angrenaj .....	24

7.2 Determinarea forțelor din angrenaj .....	25
8 Alegerea și calculul asamblărilor cu pene paralele .....	25
8.1 Alegerea formelor și dimensiunilor penelor paralele .....	25
8.2 Calculul asamblărilor cu pene paralele .....	26
9 Proiectarea formei și generarea modelelor în catia ale parturilor pentru subansamblele principale	26
10 Generare subansamble rulmenți, arbori și angrenaj .....	27
11 Generare subansamble carcase .....	30
12 Generare model 3D ansambu .....	31
13 Verificarea arborilor .....	32
13.2 Verificarea arborelui de intrare .....	32
14. Verificarea rulmenților .....	36
14.1 Verificare rulmenți radiali pentru arborele de intrare .....	36
15. Modelarea și generarea desenului de ansamblu .....	38
16. Bibliografie .....	39

#### ANEXE (aplicații în CATIA)

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

# INTRODUCERE

Scopul proiectului de an la disciplina *Organe de mașini* implică dezvoltarea de abilități practice ale studenților de proiectare și sintetizare a cunoștințelor de mecanică, rezistența materialelor, tehnologia materialelor, organe de mașini I și reprezentare grafică în decursul anilor I și II, precum și modul în care aceștia pot rezolva în mod independent o lucrare de proiectare, pe baza algoritmilor, metodelor specifice și programelor avansate din domeniu.

se vor prezenta (pe această pagină) aspecte generale legate de construcția și proiectarea reductoarelor de turație

Reductorul este un sistem tehnic care, pe baza soluției constructive, modifică parametrii de ieșire, comparativ cu parametrii de intrare, după o lege impusă de proiectant.

Numele arată doar reducerea turației de intrare, dar, în realitate, reductorul, ca unitate tehnică, reduce turația și crește momentul de torsiune la ieșire.

Dezvoltarea transmisiilor cu roți dințate sau a angrenajelor a depins de progresele făcute în domeniul tehnologic, în special pentru mașini-unelte specializate, de danturare. Din motive tehnologice și funcționale, profilul evolventic este cel mai des utilizat, deși mai există și alte forme pentru profilul dinților: cicloidal, arc de cerc etc.

# 1. ASPECTE GENERALE ȘI TEMA DE PROIECTARE

## 1.1 ASPECTE GENERALE

Reductorul de turație este un sistem mecanic demontabil, cu mișcări relative între elemente active (de obicei, roți dințate) 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 angrenaje cu roți dințate conice și cilindrice se urmărește și îndeplinirea următoarelor funcții auxiliare: respectarea prevederilor de interschimbabilitate cerute de standardele din domeniu; respectarea condițiilor de protecție a omului și mediului.



## 1.2 OBIECTIVE ȘI DATE DE PROIECTARE

### 1.2.1 OBIECTIVELE PROIECTULUI

#### **Obiectivul principal**

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

### 1.2.2 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	$z_1^{cil}$
10	1000	3	7000	H	15

#### **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: ieșirea pe partea stângă; 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 mașini de ridicat și transportat (de ex. elevatoare pentru ridicarea autoturismelor).

## 2. SCHEMA STRUCTURALĂ FUNCȚIONAL-CONSTRUCTIVĂ ȘI PARAMETRI CINETOSTATICI

### 2.1 SCHEMA STRUCTURALĂ FUNCȚIONAL-CONSTRUCTIVĂ

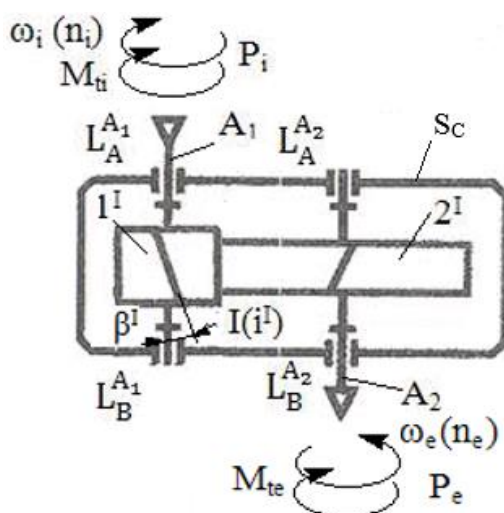
În figură se prezintă schema structurală funcțional-constructivă generală a reductoarelor conico-cilindrice în două trepte. Din punct de vedere funcțional se evidențiază următoarele elemente: I – angrenaj conic ortogonal cu dantură înclinată (curbă); II – angrenaj cilindric cu dantură înclinată; 1<sup>I</sup> – pinion conic; 2<sup>I</sup> – roată conică; 1<sup>II</sup> – pinion cilindric; 2<sup>II</sup> – roată cilindrică; A<sub>1</sub> – arborele de intrare; A<sub>2</sub> – arborele intermediar; A<sub>3</sub> – arborele de ieșire; L<sub>A</sub><sup>A<sub>1</sub></sup> – lagărul A al arborelui A<sub>1</sub>; L<sub>B</sub><sup>A<sub>1</sub></sup> – lagărul B al arborelui A<sub>1</sub>; L<sub>A</sub><sup>A<sub>2</sub></sup> – lagărul A al arborelui A<sub>2</sub>; L<sub>B</sub><sup>A<sub>2</sub></sup> – lagărul B al arborelui A<sub>2</sub>; L<sub>A</sub><sup>A<sub>3</sub></sup> – lagărul A al arborelui A<sub>3</sub>; L<sub>B</sub><sup>A<sub>3</sub></sup> – lagărul B al arborelui A<sub>3</sub>.

Din punct de vedere constructiv, reductorul de turație formează un ansamblu compus din subansamble și elemente constructive. Subansamblele sunt structuri independente, care se evidențiază printr-un grup compact compus, în configurație minimală, 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 conico-cilindrice se definesc următoarele subansamble: S<sub>C</sub> – subansamblul carcasă; S<sub>A<sub>1</sub></sub> – subansamblul arborelui de intrare, format din pinionul cilindric (1<sup>I</sup>) fixat pe arborele de intrare (A<sub>1</sub>) care la rândul său este fixat pe două lagăre (L<sub>A</sub><sup>A<sub>1</sub></sup> și L<sub>B</sub><sup>A<sub>1</sub></sup>), se sprijină pe subansamblul carcasa S<sub>C</sub>; S<sub>A<sub>2</sub></sub> – subansamblul arborelui de ieșire, format din roata cilindrică (2<sup>I</sup>) fixat pe arborele de ieșire (A<sub>2</sub>) care la rândul său este fixat pe două lagăre (L<sub>A</sub><sup>A<sub>2</sub></sup> și L<sub>B</sub><sup>A<sub>2</sub></sup>), se sprijină pe subansamblul carcasa S<sub>C</sub>.

### 2.2 PARAMETRI CINETOSTATICI

#### *Numere de dinți și rapoarte de transmitere/angrenare*



Considerând valorile numerelor de dinți ai pinionului cilindric,  $z_1^I = z_1^{cil}$  se determină valoarea numărului de dinți ai roții cilindrice,

$$z_2^I = z_1^{cil} i_R = 15 * 3 = 45$$

Se adoptă,  $z_2^I = 45$

Astfel, se recalculează rapoartul de angrenare al angrenajului cilindric și al reductorului,

$$u_{rec1}^I = \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{45}{15} = 3$$

și raportul de transmitere,

$$i_{R rec1} = u_{rec1}^I = 3.$$

În tabelul următor se prezintă sintetic aceste valori precum și abaterea  $A_b$  raportului de transmitere recalculat față de cel impus care respectă abaterea acceptabilă de max  $\pm 2\%$ .

$z_1^I$	$z_2^I$	$u_{rec1}^I$	$i_{rec1}^I$	$A_b$
15	45	3	3	0%

### **Puteri, turații și momente de torsiune**

Valorile puterilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$P_1 = P_i = 10 \text{ kW},$$

$$P_2 = \eta^I P_i = 0,96 * 10 = 9,6 \text{ kW},$$

Valorile turațiilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$n_1 = n_i = 1000 \text{ rot/min},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{rec1}^I} = \frac{1000}{3} = 333,33 \text{ rot/min}.$$

Valorile momentelor de torsiune la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$M_{t1} = M_{ti} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{P_i}{n_i} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{10}{1000} = 95492,96 \text{ Nmm},$$

$$M_{t2} = M_{t1} u_{rec1}^I \eta^I = 95492,96 * 3 * 0,96 = 275019,72 \text{ Nmm}.$$

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

Aceste valori sunt sintetizate în următorul tabel

Arborele	Puterea [kW]	Turația [rot/min]	Momentul de torsiune [Nmm]
Arborele intrare ( $A_1$ )	$P_1 = 10$	$n_1 = 1000$	$M_{t1} = 95492,96$
Arborele de ieșire ( $A_2$ )	$P_2 = 9,6$	$n_2 = 333,33$	$M_{t2} = 275019,72$

## **3. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI**

### **3.1 ALEGEREA TIPULUI OȚELULUI, TRATAMENTELOR TERMICE ȘI TEHNOLOGIILOR**



### Alegerea tipului oțelului și tratamentelor termice

Deoarece,  $M_{ti} = 95492,96 \text{ Nmm} > 30000...40000 \text{ Nmm}$ , se va adopta pentru roțile angrenajului oțel de cementare.

### Alegerea oțelului, durităților și rezistențelor

Pentru ambele roți dințate se adoptă oțelul, 20MoNi35 (oțel cu 0,20% C aliat cu Molibde și Nichel 1,3%) 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]
20MoNi35	850	1100	Cementare	HRC <sub>1,2</sub> = 60	HB <sub>1,2</sub> = 325	1530	425

### Procedee de prelucrare a danturii

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

## 3.2 PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI CILINDRIC

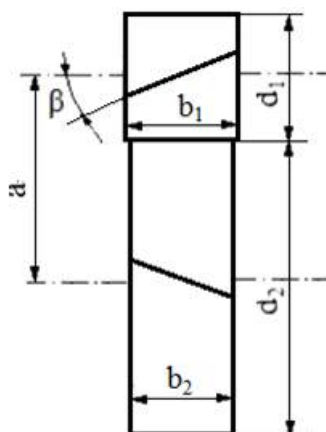
### 3.2.1 DETERMINAREA MODULULUI FRONTAL

#### Schema de calcul

În figură se prezintă schema de calcul a angrenajului cilindric în care se evidențiază momentul de torsiune al pinionului ( $T_1$ ) și parametri geometrici de calcul: diametrul de divizare al pinionului ( $d_1$ ), diametrul de divizare al roții ( $d_2$ ), lățimea danturii pinionului ( $b_1$ ), lățimea danturii roții ( $b_2$ ), distanța dintre axe de referință ( $a$ ), unghiul de înclinare a danturii ( $\beta$ ).

#### Date de intrare

În tabel sunt sintetizate valorile parametrilor de calcul cunoscuți.



Denumirea parametrului	Simbolul	Valoarea	Unitatea de măsură
Raportul de angrenare	$u$	3	-
Numărul de dinți al pinionului	$z_1$	15	-
Momentul de torsiune al pinionului	$T_1$	95492,96	Nmm
Turația pinionului conic	$n_p$	1000	rot/min

Durata de funcționare impusă	$L_{h \text{ imp}}$	7000	ore
Tensiunea limită la oboseala de contact,	$\sigma_{Hlim}$	1530	MPa
Tensiunea limită la oboseala încovoiere,	$\sigma_{Flim}$	425	MPa
Unghiul de înclinare a danturii	$\beta$	15	° (grade)

### Calculul modulului frontal din solicitarea de contact

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

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

conform datelor următoare:

$T_1$	= 95492.96	Nmm	$u$	= 3	$\beta$	= 15	°	$z_1$	= 15
$K_A$	= 1.5	$K_V$	= 1.15	$K_{H\alpha}$	= 1.35	$K_{H\beta}$	= 1.6		
$Z_E$	= 190	MPa <sup>1/2</sup>	$Z_H$	= 2.5	$Z_\epsilon$	= 0.92	$\psi_d$	= 0.8	
$\sigma_{HP}$	= 1275	MPa							
<input type="button" value="Calculează"/>									

$$m_H = 6.760866903401 \text{ mm}$$

unde,  $T_1$  reprezintă momentul de torsiune al pinionului ( $M_{t2}$ ),  $u$  - raportul de angrenare al angrenajului cilindric,  $\beta$  - 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 modulului frontal din solicitarea de încovoiere se determină cu relația,

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

conform datelor următoare:

$T_1$	= 95492.96	Nmm	$u$	= 3	$\beta$	= 15	°	$z_1$	= 15
$K_A$	= 1.5	$K_V$	= 1.15	$K_{F\alpha}$	= 1.35	$K_{F\beta}$	= 1.45		
$Y_{Fa1}$	= 3.2	$Y_{Fa2}$	= 2.6	$Y_{Sa1}$	= 1.5	$Y_{Sa2}$	= 1.8		
$Y_\beta$	= 0.9	$Y_\epsilon$	= 0.8	$\psi_d$	= 0.8				
$\sigma_{FP1}$	= 567	MPa	$\sigma_{FP2}$	= 567	MPa				
<input type="button" value="Calculează"/>									

$$m_F = 2.827627549321 \text{ mm}$$

unde,  $T_1$  reprezintă momentul de torsiune al pinionului ( $M_{t2}$ ),  $u$  - raportul de angrenare al angrenajului cilindric,  $\beta$  - unghiul de înclinare a danturii curbe,  $z_1$  - 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,  $Y_{\varepsilon}$  - 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 al danturii

Ținând cont de valorile modulului frontal exterior obținute din calculele la contact și încovoiere rezultă,  $m_c = \max(m_H, m_F) = \max(6,760; 2,827) = 6,760$  mm.

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













## 3.2.2 STANDARDIZAREA MODULULUI NORMAL ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI

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


Parametrul	Simbolul	Valoarea [mm]	Observații
Modulul frontal calculat	$m_c$	6,760	
Modulul normal calculat	$m_{nc} = m_c \cos \beta$	6,52	
Modulul normal (standardizat)	$m_n$	7	
Modulul frontal	$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$	7,247	
Diametrul de divizare al pinonului	$d_1 = m z_1$	108,705	$a = (d_1 + d_2)/2$ , <b>217,41 =</b> <b>(108,705+326,115)/2</b> <b>(se verifică)</b>
Diametrul de divizare al roții	$d_2 = m z_2$	326,115	
Distanța dintre axe de referință	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	217,41	
Lățimea danturii roții	$b_2 = \psi_d d_1$	87	
Lățimea danturii pinionului	$b_1 = b_2 + 4 \dots 6$	92	

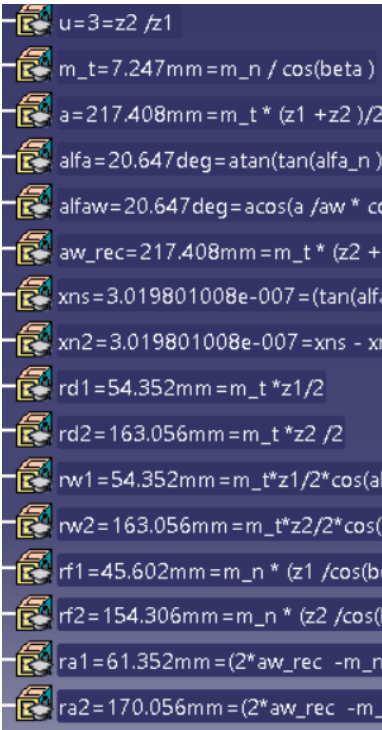
## 3.2.3 MODELAREA DINȚILOR ROȚILOR ÎN ANGRENARE (CATIA)

### Personalizarea datelor de intrare în aplicația CATIA

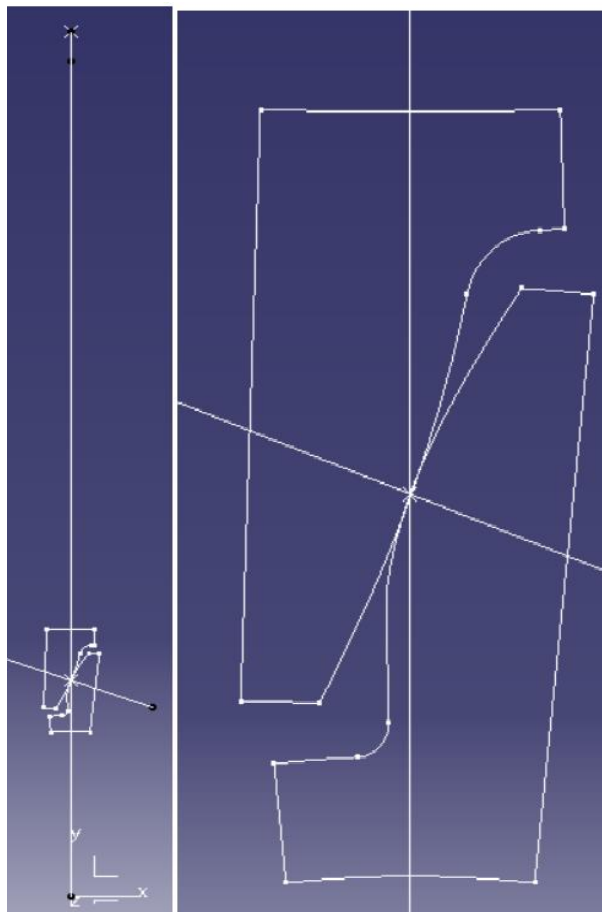
 'Date de intrare' =	Simbol teoretic	Semnificația
 alfa_n=20deg  ha_n=1  c_n=0.25  rho_n=0.375  z1=15  z2=45  m_n=7mm  beta=15deg  aw=217.408mm  xn1=0  g=4mm	$\alpha_n$	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
	$h_{an}^*$	Coeficientul înălțimii capului dintelui
	$c_{0n}^*$	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
	$\rho_n^*$	Coeficientul razei de racordare
	$z_1$	Numărul de dinți ai pinionului
	$z_2$	Numărul de dinți ai roții
	$m_n$	Modulul normal [mm]
	$\beta$	Unghiul de înclinare a danturii [°]
	$a_w$	Distanța dintre axe (reală) [mm]
	$x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (zero, roți nedepasate)
	$g$	Grosimea coroanei [mm]

### Verificarea modelului CATIA

 'Parametri angrenaj și roți' =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
	u	Raportul de angrenare	$u > 1; 3 > 1$

 <pre> u=3=z2/z1 m_t=7.247mm=m_n/cos(beta) a=217.408mm=m_t*(z1+z2)/2 alfa=20.647deg=atan(tan(alfa_n)) alfaw=20.647deg=acos(a/aw*cos(alfa)) aw_rec=217.408mm=m_t*(z2+1)/cos(alfaw) xns=3.019801008e-007=(tan(alfa)-tan(alfaw))/cos(alfaw) xn2=3.019801008e-007=xns-xn1 rd1=54.352mm=m_t*z1/2 rd2=163.056mm=m_t*z2/2 rw1=54.352mm=m_t*z1/2*cos(alfaw) rw2=163.056mm=m_t*z2/2*cos(alfaw) rf1=45.602mm=m_n*(z1/cos(beta)-1) rf2=154.306mm=m_n*(z2/cos(beta)-1) ra1=61.352mm=(2*aw_rec-rd1) ra2=170.056mm=(2*aw_rec-rd2) </pre>	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$ ; $7,247 > 7$
	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a = a_w$ ; $217,408 = 217,408$
	$\alpha$	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_n$ ; $20,647 > 20$
	$\alpha_w$	Unghiul de angrenare frontal [°]	$\alpha_w = \alpha$ ; $20,647 = 20,647$
	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm]	$a_w (a_{w\_rec}) = a$ $217,408 = 217,408$
	$x_{ns}$	Suma coeficienților deplasărilor	$x_{ns} = 0$
	$x_{n2}$	Coeficientul deplasării roții	$x_{n2} = 0$
	$r_{d1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ $54,352 + 163,056 = 217,408$
	$r_{d2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
	$r_{w1}$	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{w1} = r_{d1}$ ; $54,352 = 54,352$
	$r_{w2}$	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w2} = r_{d2}$ ; $163,056 = 163,056$
	$r_{f1}$	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{d1}$ ; $45,602 < 54,352$
	$r_{f2}$	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{d2}$ ; $154,306 < 163,056$
	$r_{a1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{d1}$ ; $61,352 > 54,352$
	$r_{a2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{d2}$ ; $170,056 > 163,056$

### Modelul CATIA



### 3.2.4 STANDARDIZAREA DISTANȚEI DINTRE AXE ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI

#### **Alegerea (standardizarea) distanței dintre axe**

Pentru distanța dintre axe standard,  $a_w = 225$  mm, restricțiile impuse în vederea realizării angrenajului cu distanța dintre axe impusă -  $0,5m_n < a_w - a \leq m_n$  devin:

$-0,5 \cdot 7 < 225 - 217,408 \leq 7$  sau  $-3,5 < 7,592 \leq 7$  ????. Se observă că una din restricții (a doua, marcată cu roșu) nu este îndeplinită și se impune modificarea parametrilor angrenajului nedeplasat.

#### **Modificarea parametrilor angrenajului de referință**

Considerând,  $u_{rec1}^I = 3$ , se determină numerele de dinți teoretice:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n (u_{rec1}^I + 1)} = \frac{2 \cdot 225 \cos 15}{7 (3 + 1)} = 15,52;$$

$$z_2 = u z_1 = 3 \cdot 15,52 = 46,57.$$

Ca urmare a rotunjirilor se pot considera 4 perechi ( $z_1, z_2$ ) posibile:

Numărul de dinți ai pinionului, $z_1$	Numărul de dinți ai roții, $z_2$	Raportul de angrenare recalculat, $u_{rec2}^I = z_2/z_1$	Abaterea raportului de angrenare, $u_{rec2}^I$ față de $u_{rec1}^I$ $A_b$ [%]	Distanța dintre axe de referință recalculată, $a^r$ [mm]
15	46	3,067	+2,23	221,031
15	47	3,134	+4,47	224,655
16	46	2,875	-4,17	224,655
16	47	2,938	-2,07	228,278
<b>Obs.</b> [ $z_1$ ] sau [ $z_2$ ] reprezintă partea întreagă a valorilor numerelor de dinți				

Dintre cele 4 posibilități din acest tabel se adoptă perechea ( $z_1, z_2$ ) = (15, 46) cu distanța dintre axe de referință recalculată  $a^r = 221,031 < 225$  mm. Astfel rezultă angrenaj PLUS, care asigură rezistențe la contact și încovoiere mărite.

#### **Determinarea parametrilor geometrici ai angrenajului deplasat**












Denumirea parametrului	Relația de calcul	Valoarea	Unitatea de măsură	Observații
Unghiul de presiune frontal	$\alpha = \arctg \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	20,6469	[°]	$\alpha_n = 20^\circ$
Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right)$	23,181	[°]	
Suma coeficienți depășirilor de profil ale danturilor roților	$x_{ns} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) (z_2 + z_1)}{2 \tan \alpha \cos \beta}$	+0,601		
Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului	$x_{n1} = \frac{x_{ns}}{2} + \left(0,5 - \frac{x_{ns}}{2}\right) \frac{\log(z_2/z_1)}{\log\left(\frac{z_1 z_2}{100 (\cos \beta)^6}\right)}$	+0,4174		$x_{n2} = +0,1836$

Pentru asigurarea distanței dintre axe impusă ( $a_w = 225$  mm) și pentru asigurarea unei angrenări corespunzătoare, 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 recalaculat, $u_{rec2}^I$
15	46	+ 0,4174	+ 0,1836	3,067

### 3.2.5 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENAJULUI DEPLASAT (CATIA)

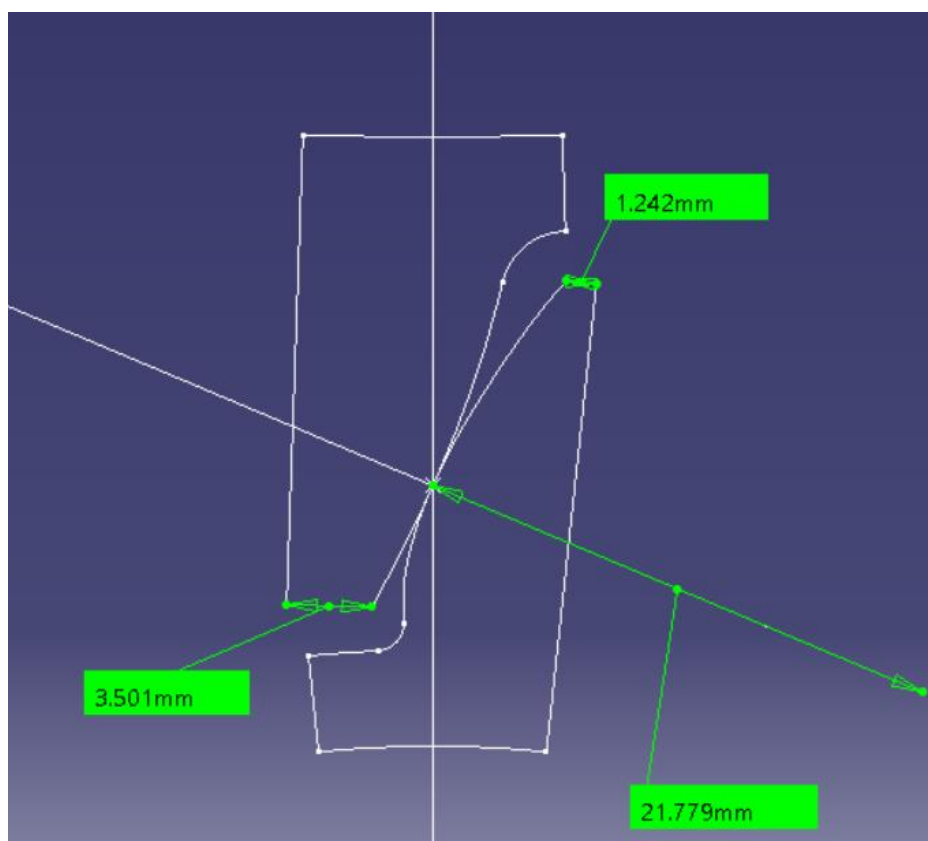
#### Personalizare date de intrare

 $\alpha_n = 20\text{deg}$	$\alpha_n$	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
 $z_1 = 15$	$z_1$	Numărul de dinți ai pinionului (modificat)
 $z_2 = 46$	$z_2$	Numărul de dinți ai roții (modificat)
 $m_n = 7\text{mm}$	$m_n$	Modulul normal [mm]
 $\beta = 15\text{deg}$	$\beta$	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 $a_w = 225\text{mm}$	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm]
 $x_{n1} = 0,4174$	$x_{n1}$	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (calculat)
 $g = 4\text{mm}$	$g$	Grosimea coroanei [mm]

#### Verificarea modelului

 Parametri angrenaj și roți	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
	$u$	Raportul de angrenare	$u = u_{rec2}^I$ ; $3,067 = 3,067$
	$m$	Modulul frontal [mm]	$m > m_n$ ; $7,247 > 7$
	$a$	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a < a_w$ ; $221,031 < 225$
	$\alpha$	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha < \alpha_w$ , $20,647 < 23,181$ (angr. PLUS)
	$\alpha_w$	Unghiul de angrenare frontal [°]	
	$a_w$	Distanța dintre axe reală [mm] (verificare)	$a_w > a$ ; $225 > 221,031$ (angr. PLUS)
	$x_{ns}$	Suma coeficienților deplasării	$x_{ns} > 0$ ; $0,6 > 0$ (angr. PLUS)
	$x_{n2}$	Coeficientul deplasării roții	
	$r_{d1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{w1,2} > r_{d1,2}$ (angr. PLUS) $55,428 > 54,352$ ; $169,672 > 166,679$
	$r_{d2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
	$r_{w1}$	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ ; $54,352 + 166,679 = 221,031$ $r_{w1} + r_{w2} = a_w$ ; $55,328 + 169,672 = 225$
	$r_{w2}$	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	
	$r_{f1}$	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{w1}$ ; $48,524 < 55,328$
	$r_{f2}$	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{w2}$ ; $159,213 < 169,672$
	$r_{a1}$	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{w1}$ ; $64,037 > 55,328$
	$r_{a2}$	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{w2}$ ; $174,726 > 169,672$

## Modelul CATIA



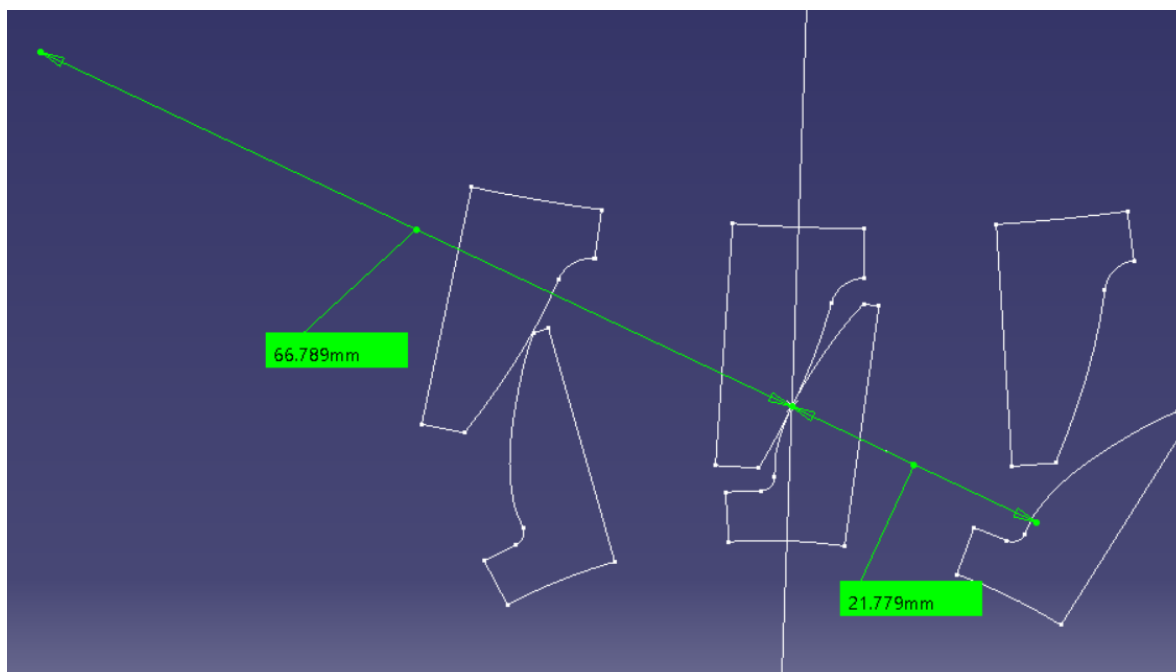
### Verificarea ascuțirii dinților roților

Prin măsurare pe modelul CATIA,  $s_1 = 1,242 \text{ mm}$  și  $s_2 = 3,501 \text{ mm}$ .

$s_{1,2} > (0,3 \dots 0,45) m_n / 2$ ;  $2,372 > 1,05 \dots 1,58 \text{ mm}$  (se verifică).

## 3.2.6 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENĂRII (CATIA)

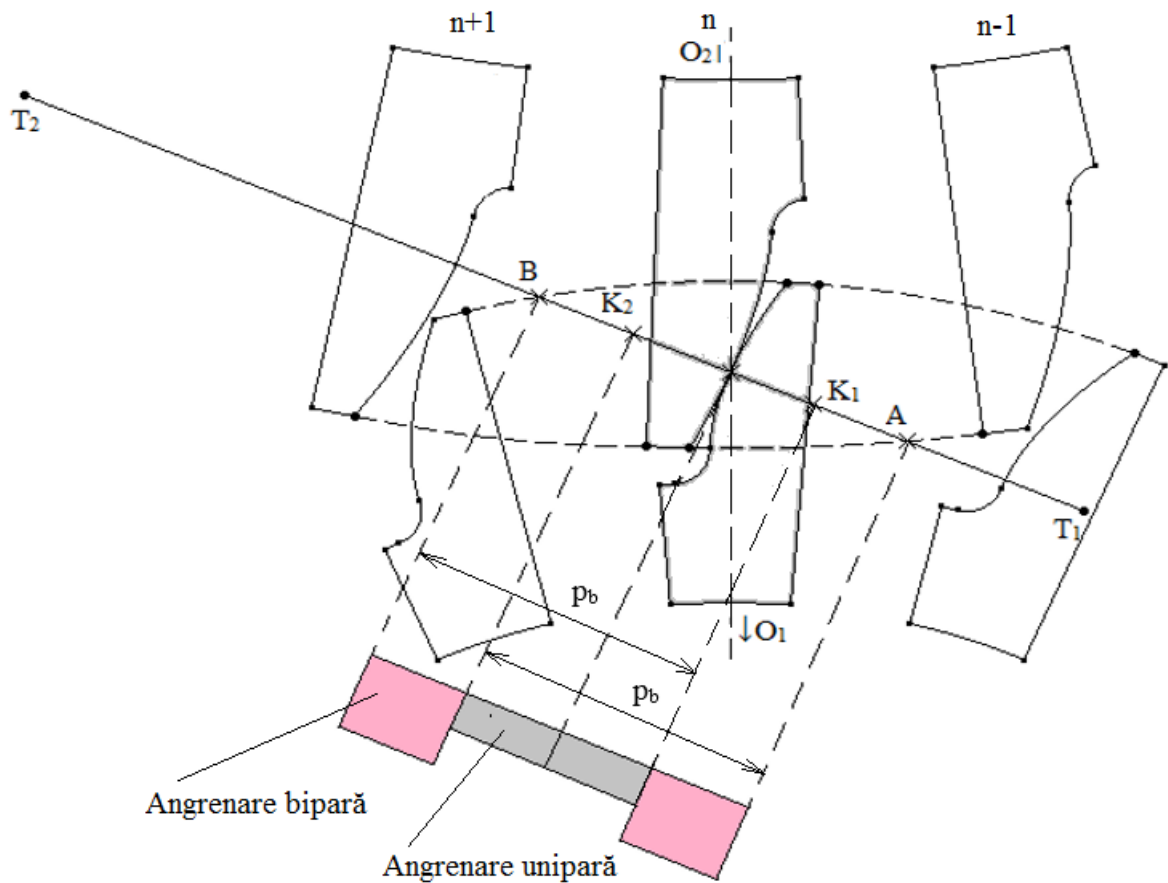
### Modelul CATIA



### Simularea angrenării și verificarea continuității

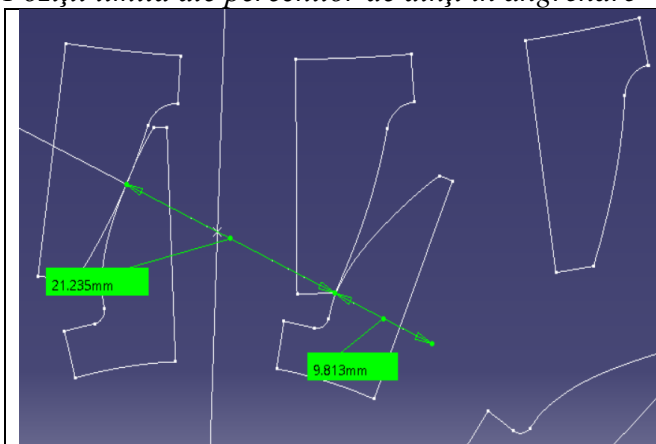


## Schema continuității angrenării

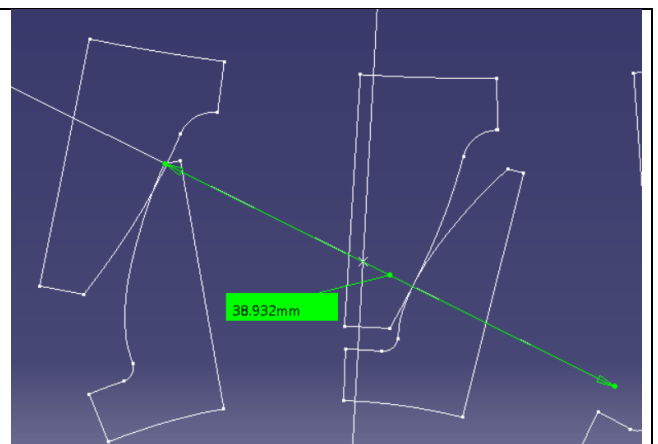


Semnificațiile parametrilor: C – polul angrenării;  $T_1T_2$  – segmentul teoretic de angrenare; AB – segmentul real de angrenare;  $K_1K_2$  - segmentul de angrenare unipară (numai o pereche de dinți în contact);  $AK_1$  și  $K_2B$  – segmente de angrenare bipară (două perechi de dinți în angrenare simultan);  $p_b$  – pasul pe cercul de bază

## Poziții limită ale perechilor de dinți în angrenare

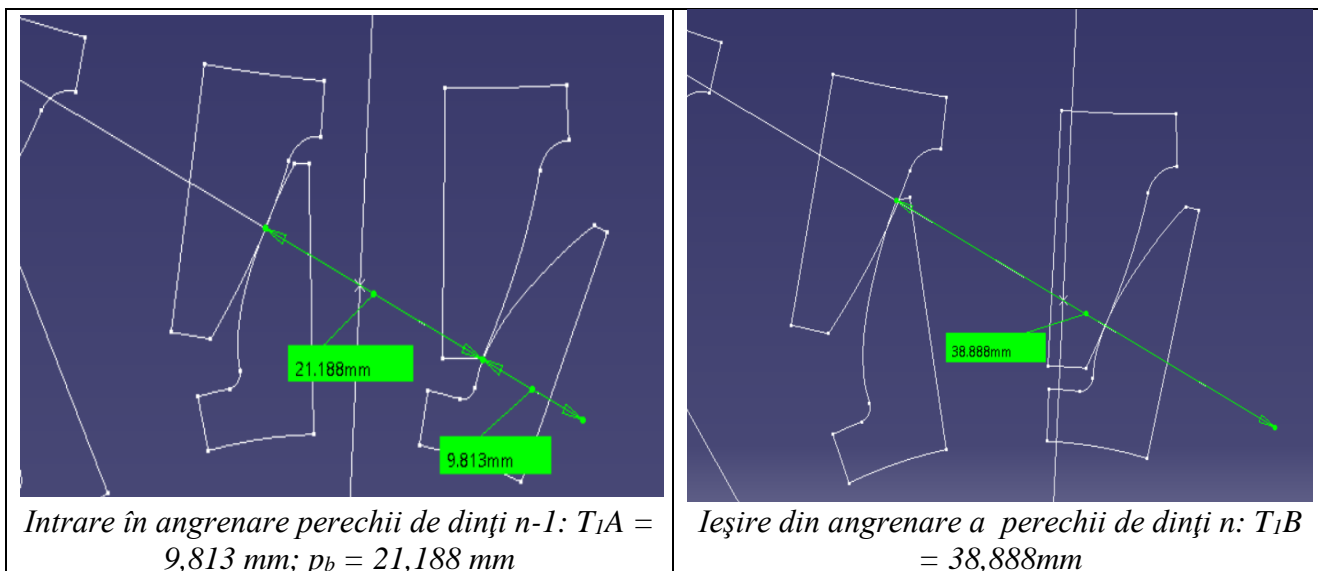


Intrare în angrenare a perechii de dinți n:  $T_1A = 9,813 \text{ mm}$ ;  $p_b = 21,235 \text{ mm}$



Ieșire din angrenare a perechii de dinți n+1:  $T_1B = 38,932 \text{ mm}$





*Determinarea valorii aproximative a gradului de acoperire frontal prin măsurare:*

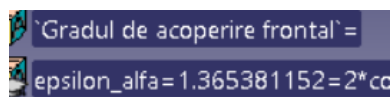
$$\varepsilon_{\alpha}^m = \frac{AB}{P_b} = \frac{T_1B - T_1A}{p_b} = \frac{38,91 - 9,813}{21,212} = 1,372.$$

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

*Determinarea valorii exacte a gradului de acoperire frontal prin calcul cu relația,*

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left( 2 \cos \beta \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - 2 a_w \sin \alpha_w \right)}{2 \pi m_n \cos \alpha},$$

pentru care din modelul CATIA rezultă,

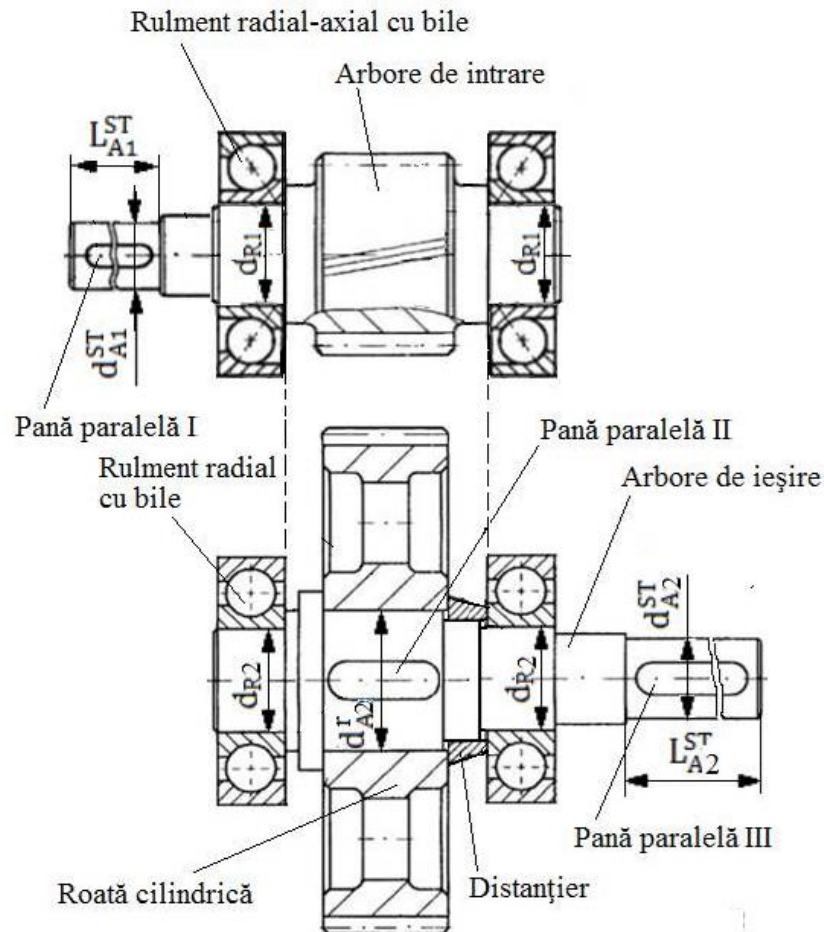


Abaterea valorii gradului de acoperire obținut prin măsurare,  $\varepsilon_{\alpha}^m = 1,372$ , în raport cu gradul de acoperire calculat,  $\varepsilon_{\alpha} = 1,365$ , este + 0,51%.

## 4. PREDIMENSIONAREA ARBORILOR ȘI ALEGEREA RULMENȚILOR

### 4.1 ALEGEREA STRUCTURILOR CONSTRUCTIVE ALUBANSAMBLELOR ARBORILOR

*Subansamble arbori de intrare, intermediar și de ieșire*



#### Semnificații parametri

$d_{A1}^{ST}$  – diametrul capului arborelui de intrare (standardizat),  $L_{A1}^{ST}$  – lungimea capului arborelui de intrare (standardizat),  $d_{A2}^{ST}$  – diametrul capului arborelui de ieșire (standardizat),  $L_{A2}^{ST}$  – lungimea capului arborelui de ieșire (standardizat),  $d_{A2}^r$  – diametrul arborelui de ieșire (tronsonul de așezare a roții cilindrice),  $d_{R1}$  – diametrul interior al rulmenților arborelui de intrare,  $d_{R2}$  – diametrul interior al rulmenților arborelui de ieșire.

## 4.2 PREDIMENSIONAREA ARBORILOR

### 4.2.1 ALEGEREA MATERIALELOR ARBORILOR ȘI TRATAMENTELOR TERMICE

#### Caracteristicile oțelurilor și tratamentele 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)							
20MoNi35	850/1100	350	170	95	Cementare	60 HRC	325 HB

#### 4.2.2. CALCULUL DE PREDIMENSIONARE A ARBORILOR

##### *De ce predimensionare din solicitarea de torsiune ?*

Deoarece nu se poate face dimensionare cu laurea în considerare și a solicitării de încovoiere, necunoscând, la această etapă, valorile momentelor de încovoiere. Diagramele momentelor de încovoiere se vor putea determina numai după definitivarea configurațiilor arborilor ca urmare a generării formelor acestora ca modele 3D cvasifinale în CATIA.

##### *Relația de calcul*

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

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.

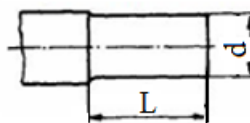
##### *Valorile parametrilor de calcul*

Parametrul	Arbore de intrare (A1)	Arbore de ieșire (A2)
Momentul de torsiune	$M_{t1} = 95492,96 \text{ Nmm}$	$M_{t2} = 275019,72 \text{ Nmm}$
Tensiunea admisibilă	$\tau_{at1} = 35 \text{ MPa}$	$\tau_{at2} = 40 \text{ MPa}$
Diametrul	$d_{A1} = 24 \text{ mm}$	$d_{A2} = 33 \text{ mm}$

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

#### 4.2.3 STANDARDIZAREA CAPETELOR ARBORILOR DE INTRARE/IEȘIRE

##### *Formă și dimensiuni*



##### *Valorile parametrilor*

Denumire parametru	Arbore de intrare (A1)	Arbore de ieșire (A2)
Diametrul standard	$d_{A1}^{ST} = 24 \text{ mm}$	$d_{A2}^{ST} = 35 \text{ mm}$
Lungimea standard	$L_{A1}^{ST} = 36 \text{ mm}$	$L_{A2}^{ST} = 58 \text{ mm}$

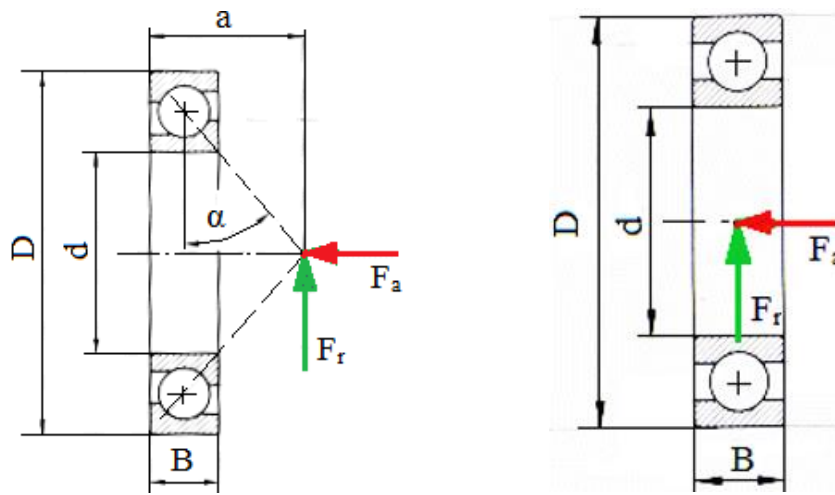
**Obs.** S-au adoptat capete de arbori cu lungime scurtă.

### 4.3 ALEGEREA RULMENȚILOR ȘI MONTAJELOR

#### 4.3.1 ALEGEREA RULMENȚILOR

##### *Date despre rulmenți*

Arborele	Tipul rulmentului	Simbol	Dimensiuni [mm]					Capacitatea dinamică C [N]
			d	D	B	T	a	
De intrare (var. II)	Radial-axial cu bile	7007	35	62	14	-	27	22400
De ieșire	Radial cu bile	6010	50	80	16	-	-	20800

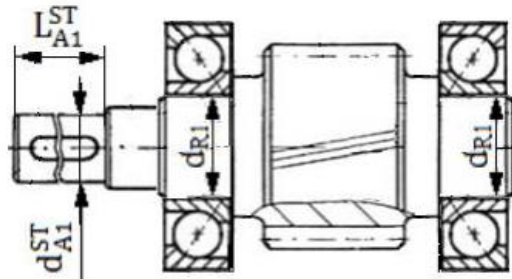


**Obs.**

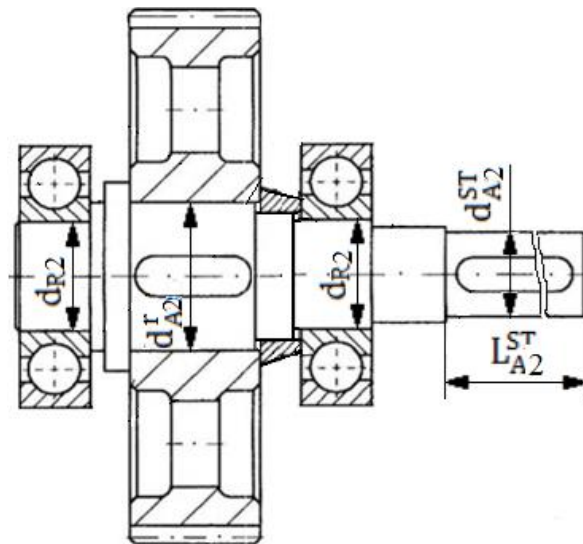
- diametrele tronsoanelor pe care se montează rulmenții:  $d_{R1} = 35 \text{ mm}$ ,  $d_{R2} = 50 \text{ mm}$ ;
- pentru arborele de ieșire se adoptă diametrul tronsonului pe care se montează roata cilindrică,  $d_{A2}^r = d_{R2} + 10 \text{ mm} = 60 \text{ mm}$ .  $d_{A1}^r = d_{R1} + 10 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$

#### 4.3.2 ALEGEREA MONTAJELOR RULMENȚILOR

*Arbore de intrare*



*Arbore de ieșire*



## 5. MODELAREA ȘI SIMULAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

### 5.1 GENERAREA ȘI SIMULAREA MODELULUI CINEMATIC

*Model cinematic*



$$z_1 = 15 \quad z_2 = 46 \quad \beta = 15 \text{ grade} \quad a_{\text{vt}} = 225 \text{ mm}$$

$$m_n = 7 \text{ mm} \quad x_{n1} = 0.4174 \quad x_{n2} = 0.1836 \quad \psi_d = 0.8$$

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

Calculează

Parametrii angrenajului:

$$a = 221.031464517 \text{ mm} \quad \alpha_t = 20.6468964870 \text{ grade} \quad \alpha_{\text{vt}} = 23.1809646395 \text{ grade} \quad \alpha_{\text{vtn}} = 22.4462788303 \text{ grade}$$

$$m = 7.24693326287 \text{ grade}$$

Parametrii roților:

$$d_1 = 108.703998943 \text{ mm} \quad d_2 = 333.358930092 \text{ mm} \quad d_{b1} = 101.722075937 \text{ mm} \quad d_{b2} = 311.947699542 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 110.655737704 \text{ mm} \quad d_{w2} = 339.344262295 \text{ mm} \quad d_{a1} = 128.070669907 \text{ mm} \quad d_{a2} = 349.452401056 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 97.0475989430 \text{ mm} \quad d_{f2} = 318.429330092 \text{ mm} \quad s_{n1} = 13.1224707485 \text{ mm} \quad s_{n2} = 11.9311233777 \text{ mm}$$

$$b_1 = 93 \text{ mm} \quad b_2 = 88 \text{ mm}$$

$$s_{an1} = 3.60048387777 \text{ mm} > s_{anmin} = 2.1 \text{ mm} ? \quad s_{an2} = 5.43990231180 \text{ mm} > s_{anmin} = 2.1 \text{ mm} ?$$

$$x_{n1} = 0.4174 > x_{nmin1} = 0.02909048362 ? \quad x_{n2} = 0.1836 > x_{nmin2} = -1.97745585021 ?$$

Parametrii geometrice ai roților pentru verificarea conformităților de execuție:

$$N_1 = 2 \text{ mm} \quad W_{Nn1} = 34.6194275201 \text{ mm} < W_{Nmax1} = 361.826711557 \text{ mm} ?$$

$$N_2 = 6 \text{ mm} \quad W_{Nn2} = 119.514672350 \text{ mm} < W_{Nmax2} = 341.268375673 \text{ mm} ?$$

$$S_{cn1} = 11.5874332727 \text{ mm} \quad h_{cn1} = 7.57459508104 \text{ mm} \quad S_{cn2} = 10.5354470706 \text{ mm} \quad h_{cn2} = 6.12944091323 \text{ mm}$$

Gradele de acoperire:

$$e_{\text{omin}} = 1.2 < e_a = 1.36528115569 \text{ [mm]} < e_{\text{omax}} = 2 ?$$

$$e_p = 1.09453906476 \text{ mm} \quad e_{\gamma} = 2.45982022045 \text{ mm}$$

Parametri angrenaj și roți echivalente:

$$z_{n1} = 16.5054617783 \quad z_{n2} = 50.6167494536 \quad d_{n1} = 115.538232448 \text{ mm} \quad d_{n2} = 354.317246175 \text{ mm}$$

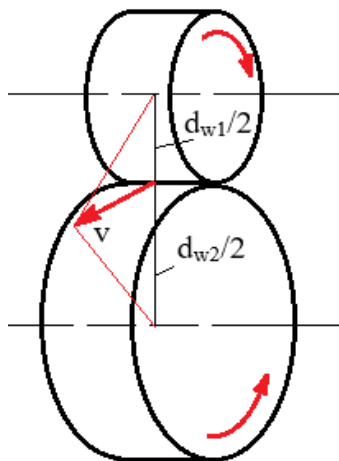
$$d_{bn1} = 108.570424450 \text{ mm} \quad d_{bn2} = 332.949301648 \text{ mm} \quad d_{an1} = 134.904903413 \text{ mm} \quad d_{an2} = 370.410717140 \text{ mm}$$

$$a_{\text{vn}} = 238.856094052 \text{ mm} \quad e_{\text{on}} = 1.40223079692$$

## 6.1.2 ALEGEREA PROCEDEELOR DE PRELUCRARE ȘI DE LUBRIFIERE (UNGERE)

**Viteza periferică a roților în polul angrenării**

**Schema de calcul a vitezei periferice pentru angrenajul cilindric**



*Relația de calcul a vitezei periferice*

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_p}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]},$$

**Date cunoscute:**

$n_p =$   rot/min  $d_{w1}/d_{m1} =$   mm

$v =$   m/s

***Alegerea treptei de precizie și procedeele de prelucrare***

Tipul danturii cilindrice	Treapta de precizie	Procedeul de prelucrare
Înclinată	8	Frezare îngrijită (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	0,8	1,6	Rectificare grosolană

***Alegerea tipului lubrifiantului (uleiului) și vâscozității acestuia***

Vâscozitatea cinematică  $\nu_{50} = 120 \cdot 10^6 \text{ [m}^2/\text{s]}$

Tipul uleiului: TIN 125 EP

## 6.1.4 PARAMETRI DE EXECUTIE ȘI MONTAJ A ANGRENAJULUI ȘI ROȚILOR DINȚATE CONICE

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

Jocului minim necesar,  $j_{\min}^{\text{nec}} = (0,01 \dots 0,03)m_n = (0,01 \dots 0,03) 7 = (0,07 \dots 0,21) \text{ mm}$ ; se adoptă 0,14 mm (140  $\mu\text{m}$ ).

Jocul minim normal,  $j_{\min} = 185 \mu\text{m}$ ;

Tipul ajustajului, C.

Tipul toleranței jocului dintre flancuri, c;

Toleranțele bății radiale:  $F_r = 56 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $= 80 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abatererile minime ale cotelor peste dinți:  $E_{ws} = 80 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $E_{ws} = 120 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Toleranțele cotelor peste dinți:  $T_w = 60 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $T_w = 70 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abatererile minime ale grosimilor dinților pe coarde constante:  $E_{cs} = 80 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $E_{cs} = 140 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Toleranțele grosimii dintelui pe coarda constantă:  $T_c = 100 \mu\text{m}$ , pentru pinion;  $T_c = 140 \mu\text{m}$ , pentru roată.

Abaterile limită ale distanței dintre axe,  $f_a = \pm 55 \mu\text{m}$ .

**Personalizarea cotelor 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,  $34,62_{-0,14}^{-0,08}$  și coarda constantă,  $11,59_{-0,18}^{-0,08}$ , la înălțimea  $h_{cn} = 7,6 \text{ mm}$ , pentru pinion;
- cota peste 9 dinți,  $119,51_{-0,19}^{-0,12}$  și coarda constantă,  $10,54_{-0,28}^{-0,14}$ , la înălțimea  $h_{cn} = 6,1 \text{ mm}$ , pentru roată;
- distanța dintre axe,  $225 \pm 0,055 \text{ mm}$ .

## 7. FORȚE ÎN ANGRENAJ

### 7.1 SCHEMA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

#### ***Direcțiile și sensurile forțelor***

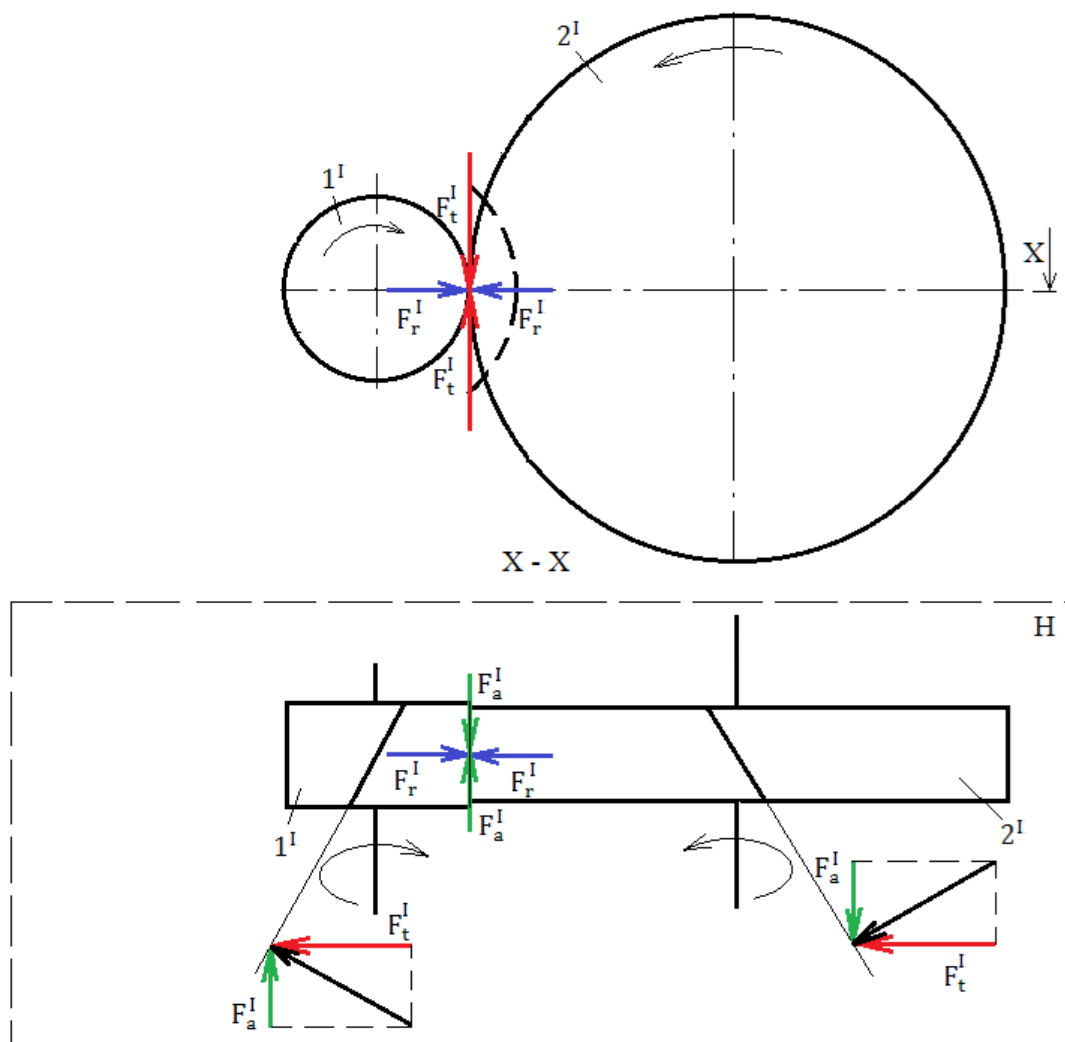
Forța tangențială: direcție tangentă la cercurile de rostogolire; sensul opus vitezei (forță rezistentă), pentru roata conducătoare, și același sens cu viteza (forță motoare), pentru roata condusă.

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: I – angrenaj cilindric;  $1^I$  – pinion cilindric;  $2^I$  – roată cilindrică.

Forțe în angrenajul cilindric:  $F_t^I$  – forța tangențială din angrenajul cilindric;  $F_r^I$  – forța radială din angrenajul cilindric;  $F_a^I$  – forța axială din angrenajul cilindric

## 7.2 DETERMINAREA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

### Calculul forțelor

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 95492.96 \text{ Nmm} & d_{w1} &= 110.656 \text{ mm} \\
 \beta &= 15 \text{ grade} & \alpha_{wt} &= 23.18 \text{ grade} \\
 & \text{Calculează} \\
 F_t &= 1725.94274146 \text{ N} \\
 F_r &= 739.026970483 \text{ N} & F_a &= 462.464963758 \text{ N}
 \end{aligned}$$

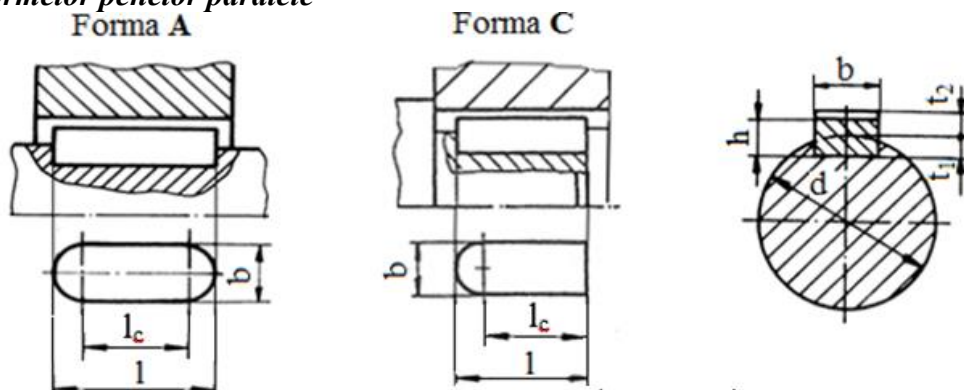
### Valorile forțelor

Angrenajul	Cilindric		
Forța	$F_t$	$F_r$	$F_a$
Valoarea forței [N]	1725,9	739	462,5

## 8. ALEGEREA ȘI CALCULUL ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE

### 8.1 ALEGEREA FORMELOR ȘI DIMENSIUNILOR PENELOR PARALELE

*Tipurile și formele penelor paralele*



### 8.2 CALCULUL ASAMBLĂRIILOR CU PENE PARALELE

*Calcul lungimii necesare a penei din solicitarea de strivire,*

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}} \cdot$$

*Determinarea numărului de pene*

Deoarece  $l_c \leq L_b$ , se adoptă o singură pană.

*Date de calcul și valori dimensiuni*

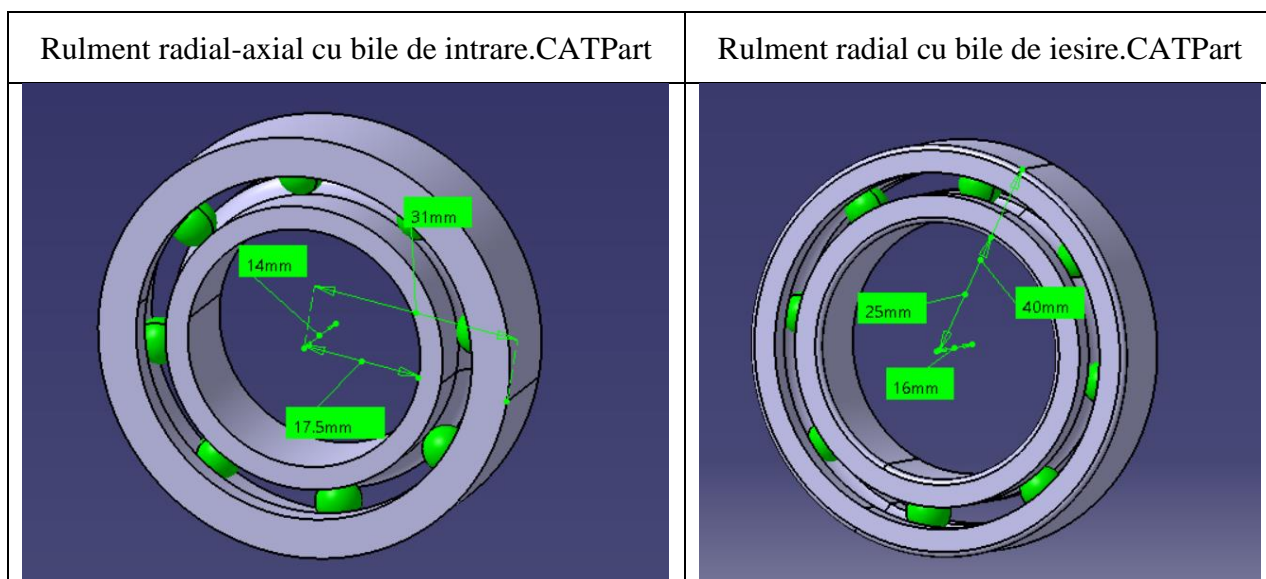
Denumirea penei/ Parametrul	Pană paralelă I (tip A)	Pană paralelă II (tip A)	Pană paralelă III (tip C)
d [mm]	$d_{A1}^{ST} = 24$	$d_{A2}^r = 60$	$d_{A2}^{ST} = 35$
b[mm]	8	18	10
h [mm]	7	11	<b>8</b>
$M_t$ [Nmm]	$M_{t1} = 95492,96$	$M_{t2} = 275019,72$	$M_{t2} = 275019,72$
$\sigma_{as}$ [MPa]	<b>90</b>	120	120
$l_c$ [mm]	<b>25,26</b>	<b>13,89</b>	<b>32,74</b>
l [mm] (STAS)	35	50	40
$t_1$ [mm]	4,0	7,0	5,0
$t_2$ [mm]	3,3	4,4	3,3

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

La proiectarea formei și generarea modelelor parturilor s-a ținut cont de recomandările din Anexa 9.1.

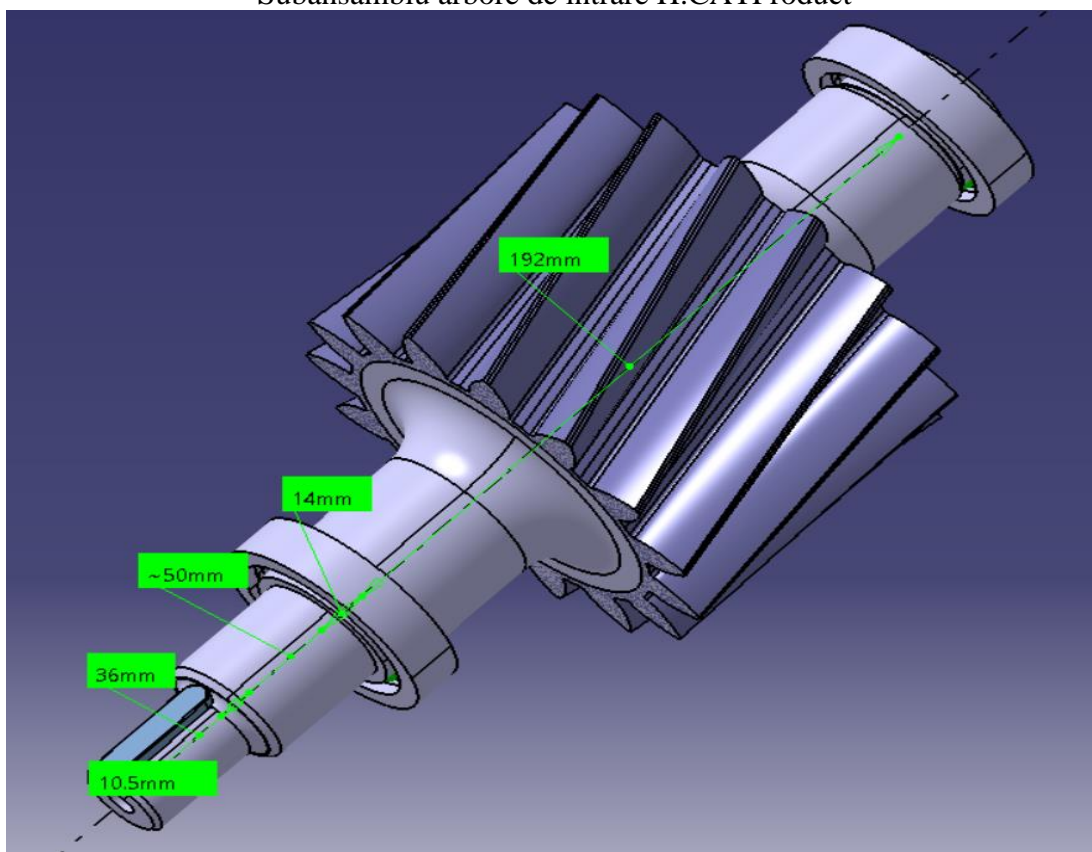
## 10. GENERARE SUBANSAMBLE RULMENȚI, ARBORI ȘI ANGRENAJE

### *Subansamble rulmenți*



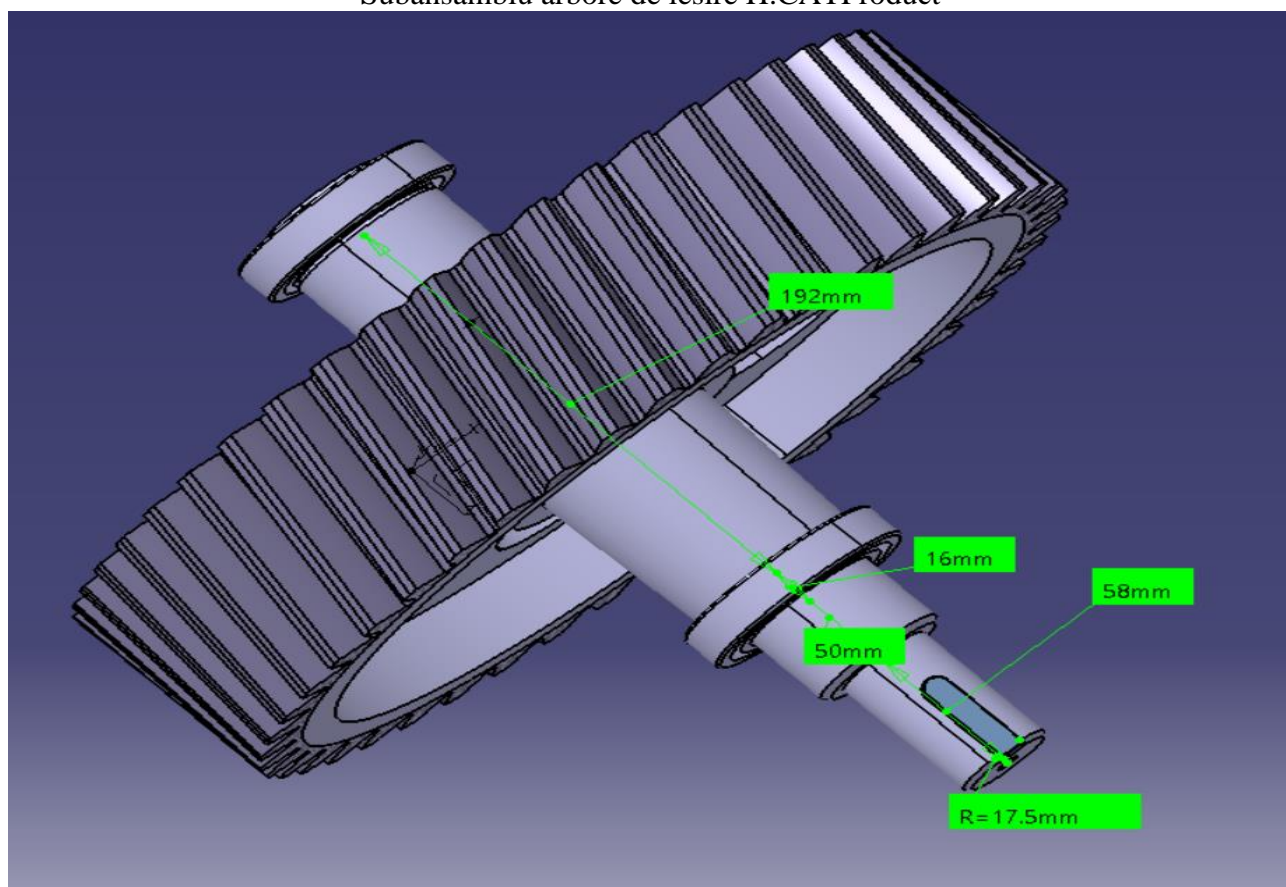
### *Subansamblu arbore de intrare*

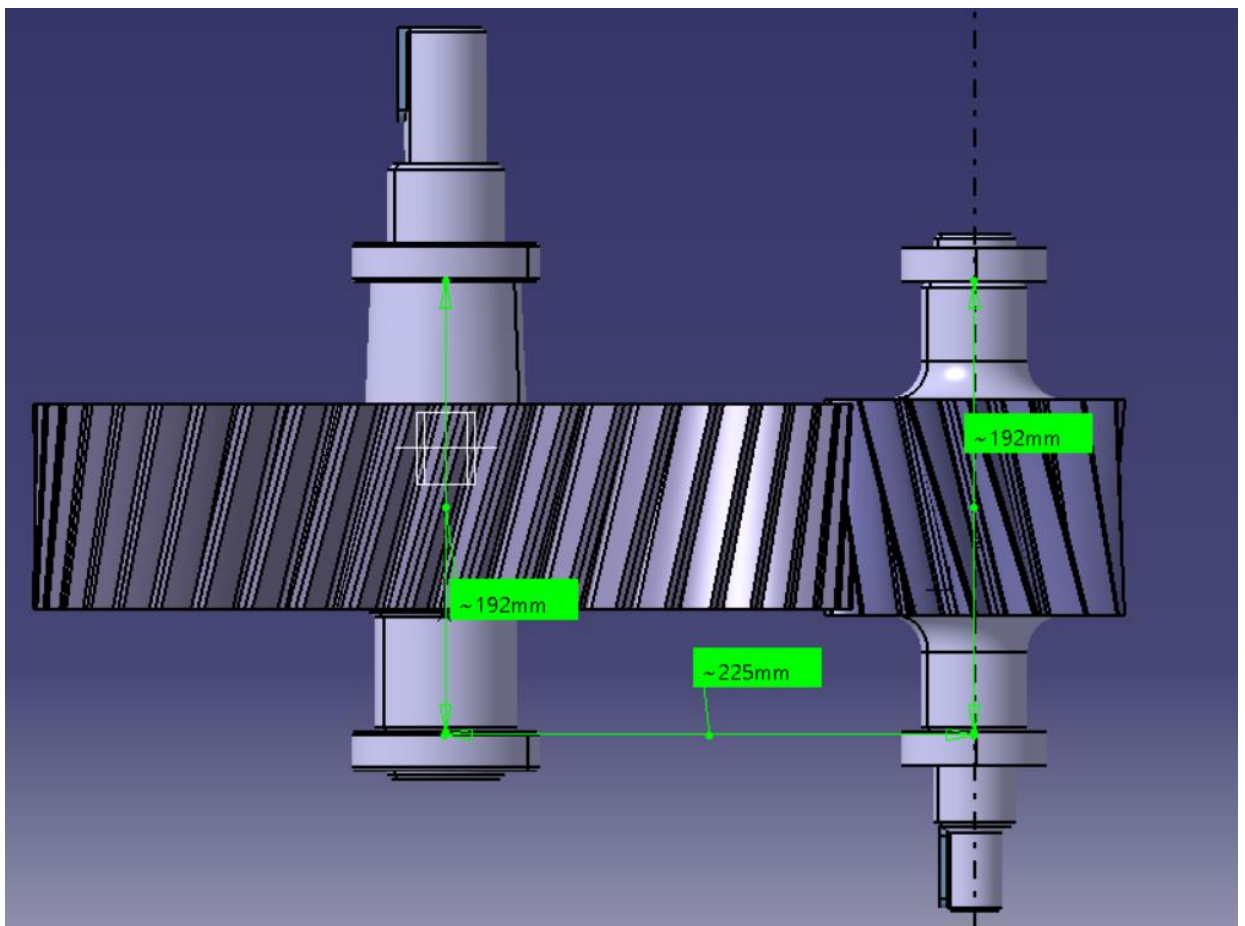
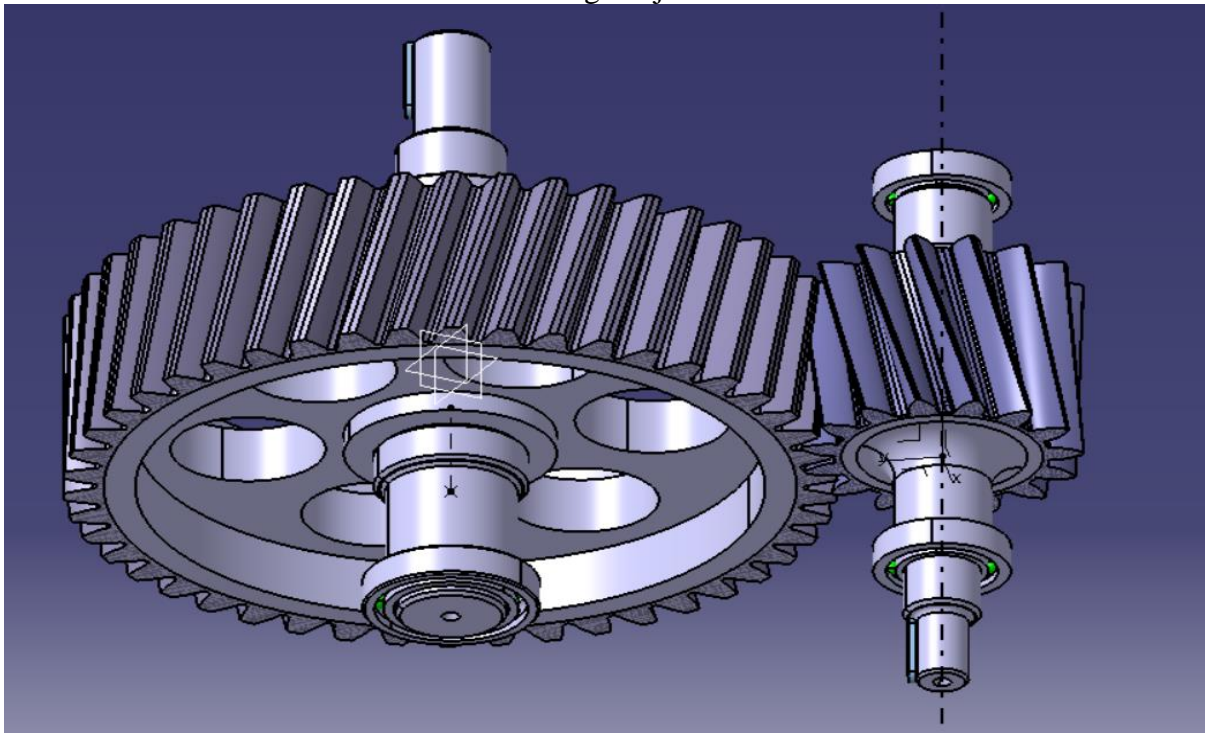
Subansamblu arbore de intrare H.CATProduct



*Subansamblu arbore de ieșire*

Subansamblu arbore de ieșire H.CATProduct



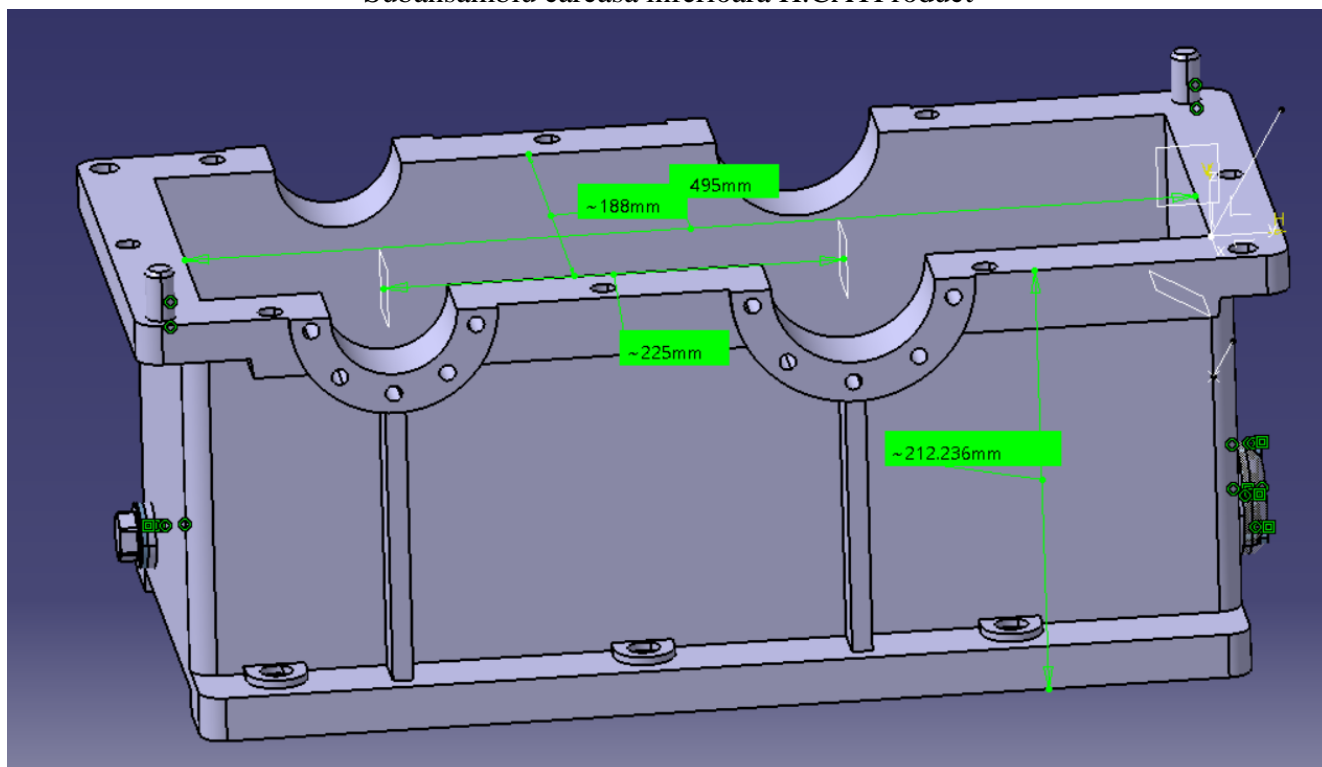




## 11. GENERARE SUBANSAMBLE CARCASE

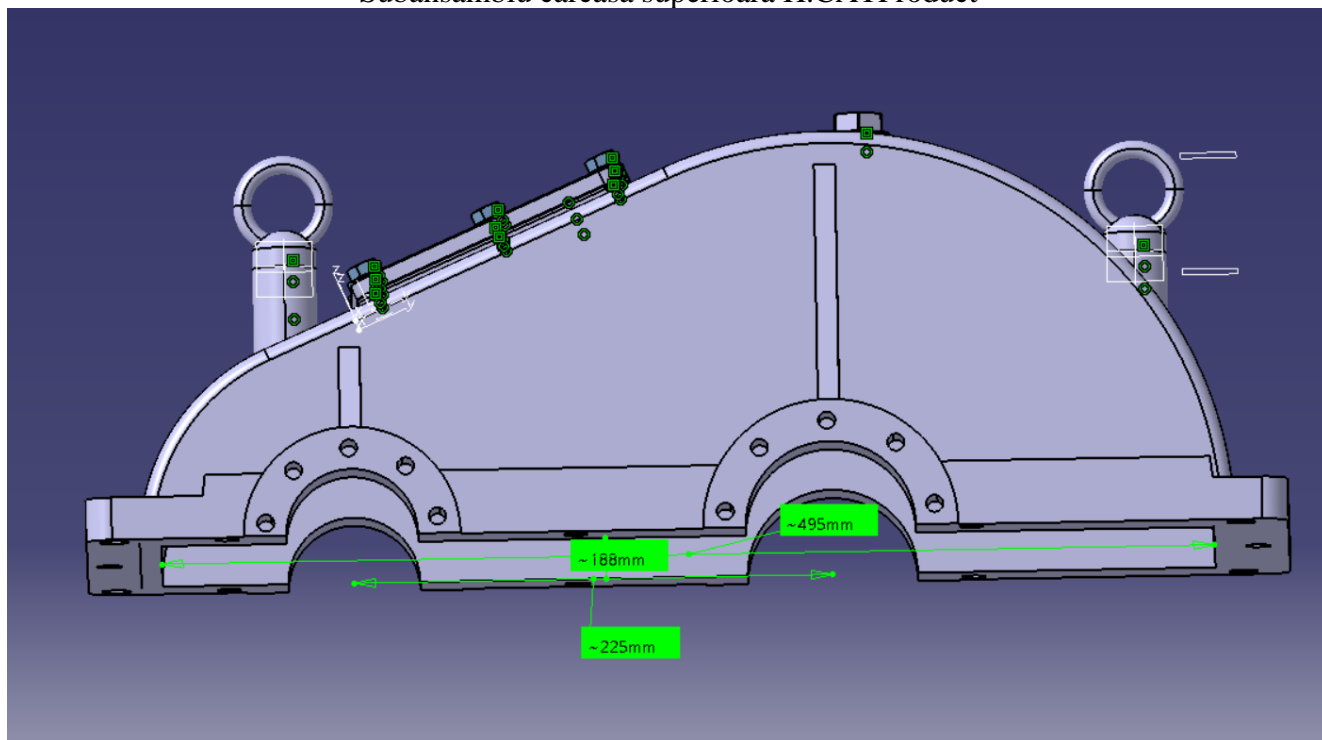
### *Subansamblu carcasă inferioară H*

Subansamblu carcasa inferioara H.CATProduct



### *Subansamblu carcasă superioară H*

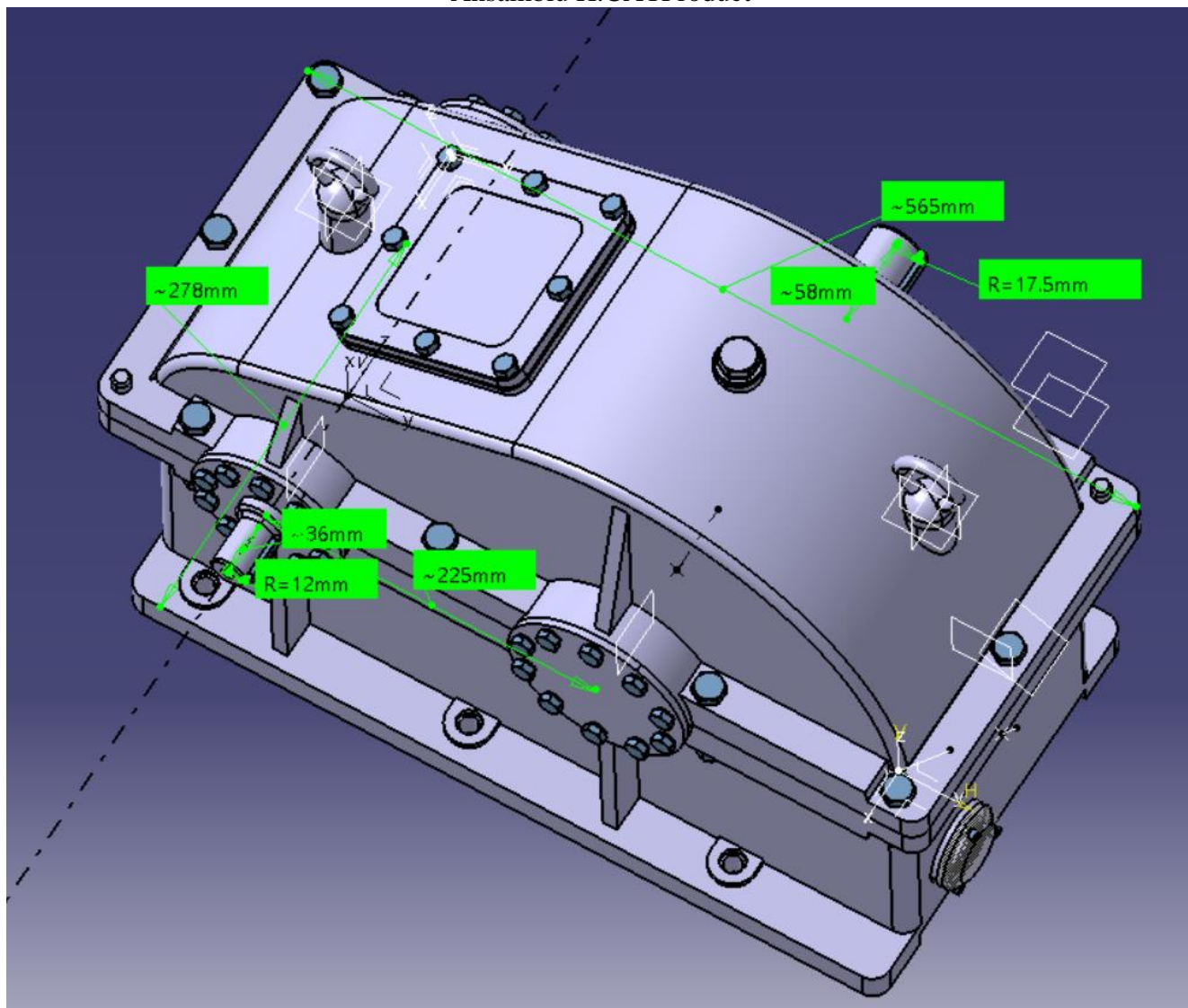
Subansamblu carcasa superioara H.CATProduct



## 12. GENERARE MODEL 3D ANSAMBU

*Ansamblu H*

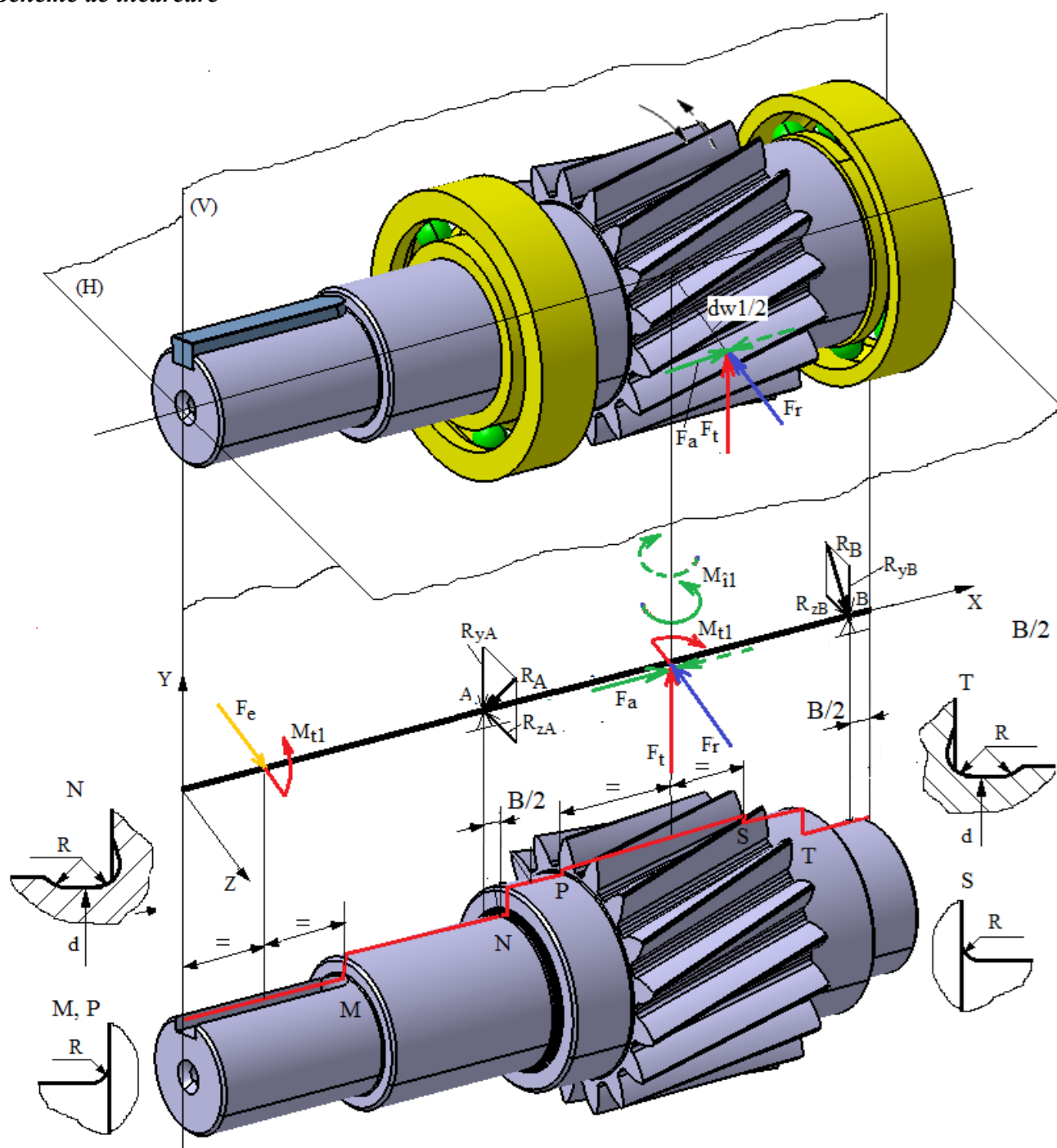
Ansamblu H.CATProduct



## 13. VERIFICAREA ARBORILOR

### 13.2 VERIFICAREA ARBORELUI DE INTRARE (RCi1 H)

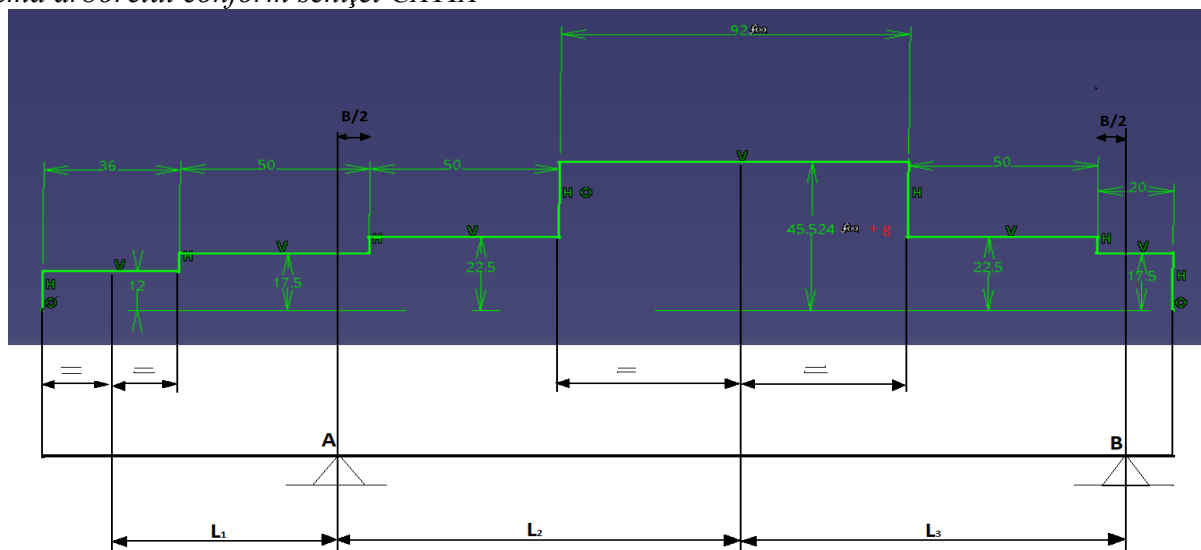
*Scheme de încărcare*





### 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,  $B = 14$  mm.

Grosimea coroanei dinate,  $g = 3$  mm.

Diametrul de rostogolire al pinionului,  $d_{w1} = 110,6557$  mm.

Lungimile de calcul:  $L_1 = 61$  mm;  $L_2 = 103$  mm;  $L_3 = 103$  mm.

### Valori forțe și momente

Momentul de torsiune,  $M_{t1} = 95492,96$  Nmm.

Forțele de încărcare a pinionului cilindric: tangențială,  $F_t = 1725,9$  N; radială,  $F_r = 739$  N; axială,  $F_a = 462,5$  N.

Forța de încărcare a capului arborelui,  $F_e = F_r = 739$  N.

Momentele de încovoiere,  $M_{i1} = F_a \cdot d_{w1}/2 = 25589,59$  mm.

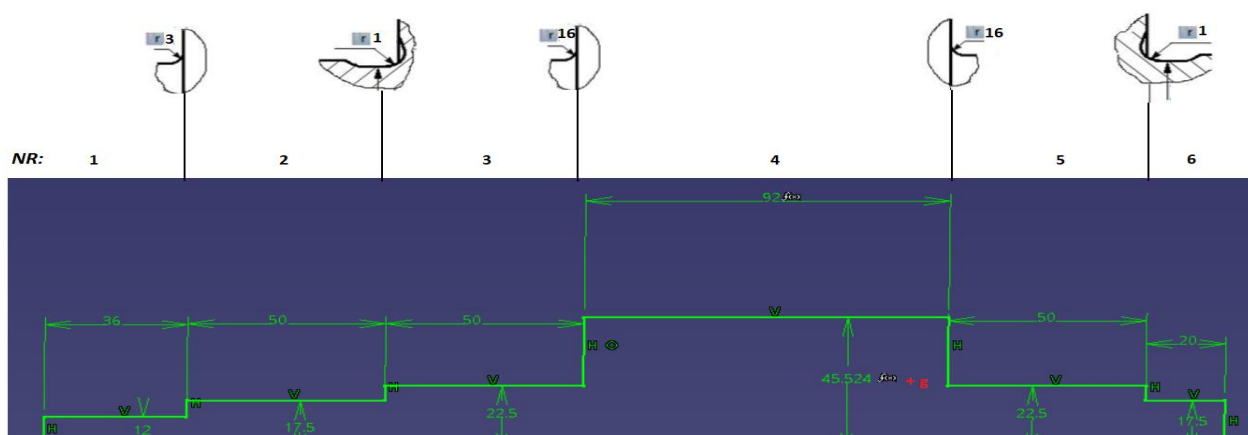
### Turația arborelui

$n = 1000$  rot/min, turația arborelui de intrare.

### Date despre material

Tipul oțelului și tratamentul termic: 20MoNi35, Cementare (carburare+călire+revenire înaltă).

### Date despre concentratorii de tensiune



### Determinarea componentelor reacțiunilor din rulmenți

Tipul reductorului	Relații de calcul (conform schemelor de încărcare de mai sus)	
	Pentru componentele reacțiunilor din rulmentul A	Pentru componentele reacțiunilor din rulmentul B
RCil H	$R_{yA} = \frac{F_t L_3}{L_2 \pm L_3}$	$R_{yB} = \frac{F_t L_2}{L_2 \pm L_3} =$
	$R_{zA} = \frac{F_e (L_1 + L_2 + L_3) - F_r L_3 \pm M_{i1}}{L_2 \pm L_3}$	$R_{zB} = \frac{F_e L_1 + F_r L_2 \pm M_{i1}}{L_2 \pm L_3}$

$$R_{yA} = 862,95 \text{ N};$$

$$R_{zA} = 464,11 \text{ N};$$

$$R_{yB} = 862,95 \text{ N};$$

$$R_{zB} = 712,55 \text{ N};$$

#### Obs.

- Valorile componentelor reacțiunilor pot rezulta cu + sau cu - (în realitate au sens opus).
- Momentul de încovoiere  $M_{i1}$ , consecință a faptului că forța axială a pionului depinde de sensul de rotație a arborelui și de sensul de înclinare a danturii, poate avea sensuri diferite; în relațiile de mai sus semnul superior este asociat cu simbolul cu linie continuă, iar semnul inferior simbolului cu linie întreruptă (v. schemele de încărcare).
- Pentru verificarea valorilor componentelor reacțiunilor obținute mai sus se va verifica relațiile,

$$F_t = R_{yA} + R_{yB}.$$

$$F_t = 1725,9 \text{ N} = 862,95 + 862,95 \text{ (se verifică)}$$

### Determinarea valorilor reacțiunilor din rulmenți

$$R_A = \sqrt{(R_{yA})^2 + (R_{zA})^2}, \text{ valoarea reacțiunii din lagărul A,}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{yB})^2 + (R_{zB})^2}, \text{ valoarea reacțiunii din lagărul B.}$$

$$R_A = 979,84 \text{ N};$$

$$R_B = 1119,11 \text{ N};$$

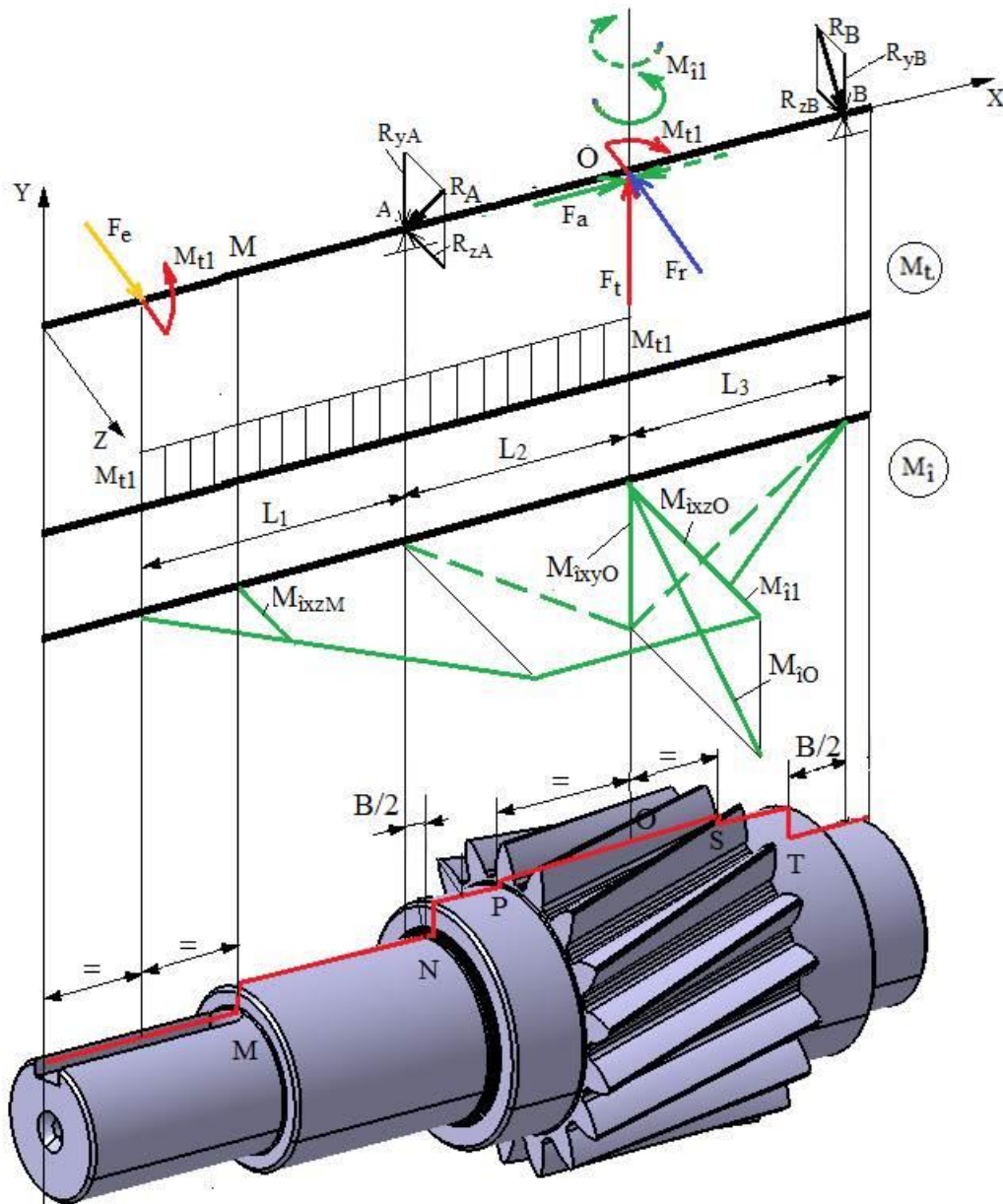
### Verificarea la solicitări compuse a arborelui de intrare al RCil H

#### Ipoteze de calcul

- se vor considera forțele și momentele în planele XY și XZ,
- nu se iau în considerare forțele axiale,
- reprezentarea forțelor se face respectând sensul pozitiv (se va schimba sensul forțelor care au rezultat cu valori negative).

### Diagrame de eforturi

- diagrama momentului de torsiune,  $M_{t1}$ , care se menține constant în zona dintre capul arborelui și angrenaj;
- diagramele momentelor de încovoiere:  
 $M_{ixz}$  – diagrama momentelor de încovoiere din planul XZ, unde:  
 $M_{ixzO} = R_{zB} L_3 + M_{i1}$ , momentul de încovoiere maxim în planul XZ și secțiunea O,  
 $M_{ixzM} = F_e * 36/2$ , momentul de încovoiere în planul XZ și secțiunea M.  
 $M_{ixy}$  – diagrama momentelor de încovoiere din planul XY, unde:  
 $M_{ixyO} = R_{yB} L_3$ , momentul de încovoiere maxim în planul XY secțiunea O.



$$M_{ixzO} = 98981,70 \text{ Nmm};$$

$$M_{ixzM} = 13302 \text{ Nmm};$$

$$M_{ixyO} = 88883,85 \text{ Nmm};$$

### ***Determinarea momentelor de încovoiere rezultante***

$M_{iO} = \sqrt{(M_{ixzo})^2 + (M_{ixyo})^2}$ , momentul de încovoiere resultant în secțiunea O,  
 $M_{iM} = M_{ixzM}$ , momentul de încovoiere resultant în secțiunea M.

$$M_{iO} = 133032,76 \text{ Nmm};$$

$$M_{iM} = 13302 \text{ Nmm};$$

### ***Tensiunile echivalente (torsiune și încovoiere)***

- în secțiunea O,

$$\sigma_{echO} = \sqrt{\left(\frac{16 M_{t1}}{\pi (d_O)^3}\right)^2 + \left(\alpha \frac{32 M_{iO}}{\pi (d_O)^3}\right)^2},$$

- în secțiunea S,

$$\sigma_{echM} = \sqrt{\left(\frac{16 M_{t1}}{\pi (d_M)^3}\right)^2 + \left(\alpha \frac{32 M_{iM}}{\pi (d_M)^3}\right)^2},$$

unde,  $d_O$  și  $d_M$  reprezintă diametrele arborelui în secțiunile O și M;  $\alpha = \sigma_{aIII}/\sigma_{aII}$  – coeficientul diferențelor dintre ciclurile de încărcare (s-a considerat încărcarea de torsiune pulsatorie, ciclul II);  $\sigma_{aIII}$ ,  $\sigma_{aII}$  – tensiunile admisibile asociate materialului ales pentru ciclurile de solicitare alternat simetric (III), respectiv, pulsator (II).

$$\sigma_{echO} = 1 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{echM} = 36 \text{ MPa};$$

### ***Verificarea la solicitări compuse (torsiune și încovoiere) a arborelui***

$$\sigma_{echO} \leq \sigma_{aIII}, 1 < 95; \text{ (se verifică)}$$

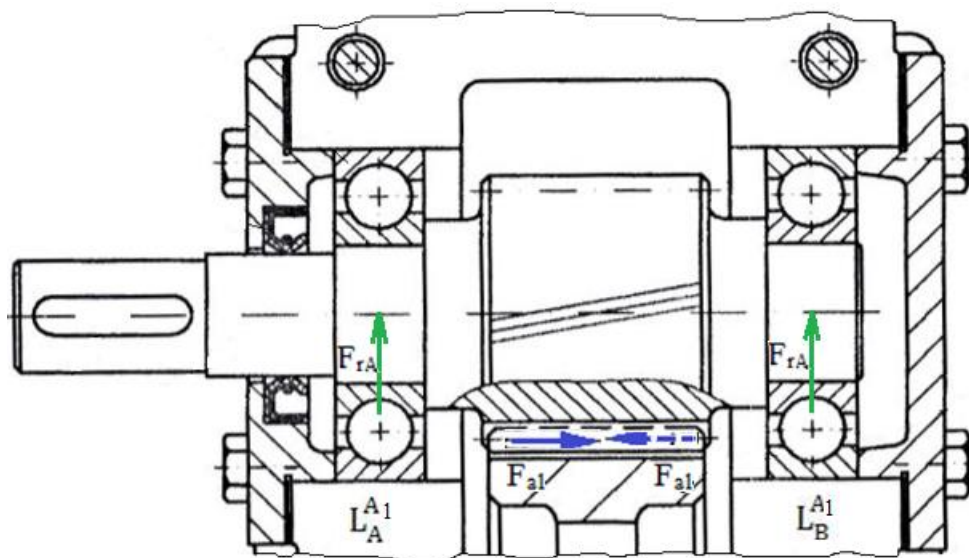
$$\sigma_{echS} \leq \sigma_{aIII}, 36 < 95; \text{ (se verifică)}$$

**Obs.** În cazul neverificării se pot modifica caracteristicile materialului și/sau valoarea diametrului arborelui.

## **14. VERIFICAREA RULMENȚILOR**

### **14.1 VERIFICARE RULMENȚI RADIALI PENTRU ARBORELE DE INTRARE**

#### ***Schema de încărcare a rulmenților radiali ai arborelui de intrare***



### **Date de intrare**

#### *Forțele exterioare*

- radiale:  $F_{rA} = 979,84 \text{ N}$ ,  $F_{rB} = 1119,11 \text{ N}$ .
- axiale:  $F_{a1} = \pm 463 \text{ N}$ ; 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 în 2 cazuri.

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

Rulment radial-axial cu bile (cod **7007**) cu sarcina dinamică de bază  $C = 22400 \text{ N}$ , din catalog pentru rulmenți..

#### *Factorii de influență pentru calcul*

$C_{0r} = 16000 \text{ N}$ ; rezultă factorii de influență:  $e = 1,14$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0,55$ .

#### *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,  $L_{h \text{ imp}} = 7000 \text{ ore}$ .

#### **Sarcinile dinamice echivalente (rulmentul cel mai încărcat)**

Pentru rulmentul din lagărul  $L_A^{A1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rA}} = \frac{463}{979,84} = 0,473 < e = 1,14;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_A = X F_{rA} + Y F_{a1} = 1 * 979,84 + 0,55 * 463 = 1234,5 \text{ N}.$$

Pentru rulmentul din lagărul  $L_B^{A1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rB}} = \frac{463}{1119,11} = 0,414 < e = 1,14;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_B = X F_{rB} + Y F_{a1} = 1 * 1119,11 + 0,55 * 463 = 1373,76 \text{ N}.$$

Deoarece,  $P_A < P_B$ , rezultă că rulmentul din lagărul  $L_B^{A1}$  este cel mai încărcat.

#### **Verificarea rulmentului cel mai încărcat**

##### *Determinarea durabilității rulmentului cel mai încărcat*

$$L_B = \left( \frac{C}{P_B} \right)^p = \left( \frac{22400}{1373,76} \right)^3 = 4335,223 \text{ milioane de rotații}.$$

##### *Determinarea duratei de funcționare a rulmentului cel mai încărcat*

$$L_{hB} = \frac{L_B 10^6}{n_1 60} = \frac{4335,223 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 72253,72 \text{ ore}.$$

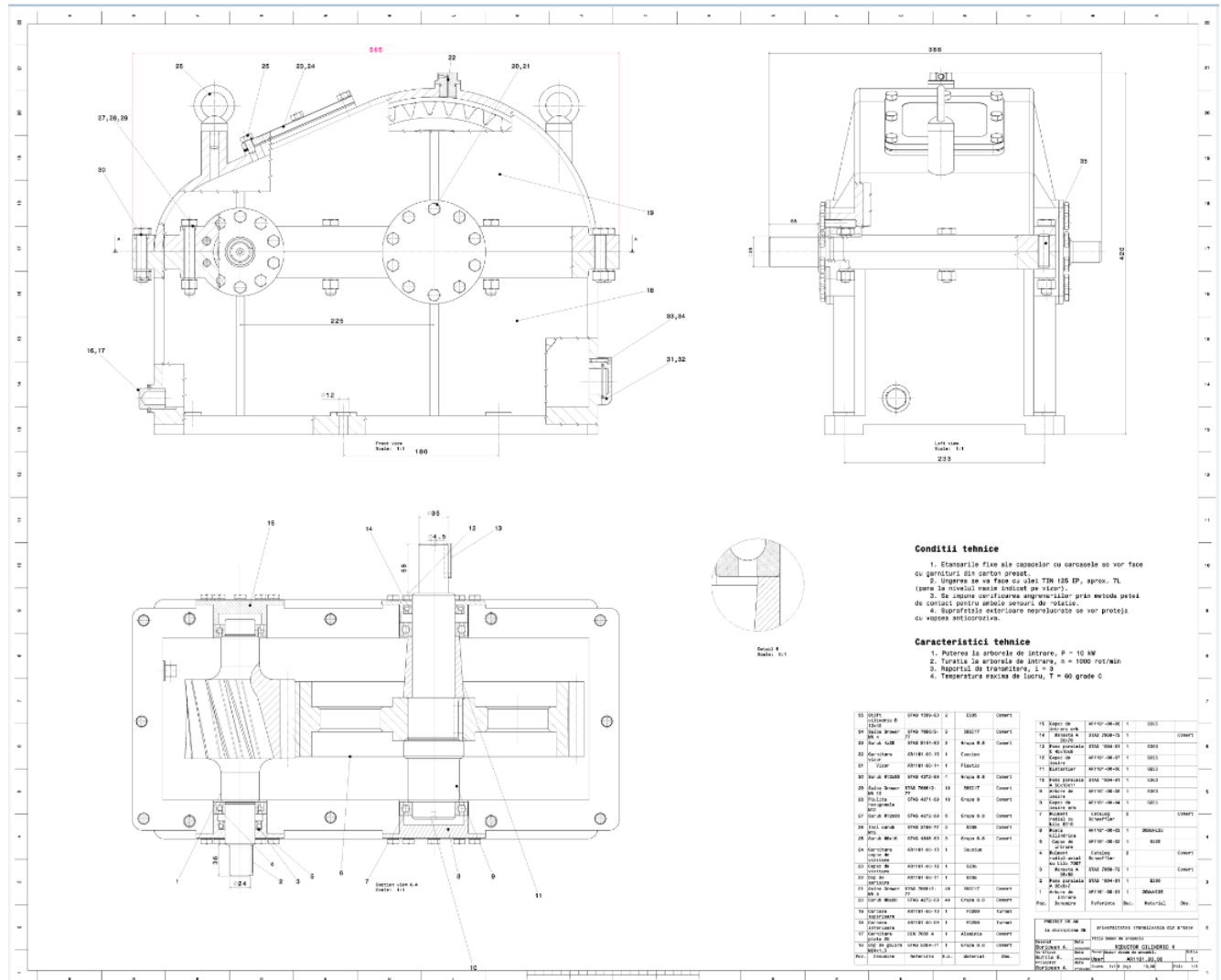
## Verificarea rulmentului cel mai încărcat

$$L_{HB} > L_{h \text{ imp}}; 72254 > 7000 \text{ (se verifică);}$$

Rulmentul este supradimensionat (componentele active ale RCil se deteriorează cu mult înaintea rulmentului). Se ignoră schimbarea acestuia.

## 15. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENULUI DE ANSAMBLU

### Desen de ansamblu RCil H



## 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.rrv.ro](http://www.mg.rrv.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.