



PROIECT DE AN LA DISCIPLINA Organe de Mașini

Autor: Student Bogdan CHIRION

Programul de studii: Robotică

Grupa : 4LF811

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

Dr. ing. Eugen BUTILĂ

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV

FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ

Disciplina Organe de Mașini

MEMORIU TEHNIC

Autor: Student Bogdan CHIRION
Grupa : 4LF811

Coordonatori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe MOGAN
Dr. ing. Eugen BUTILĂ

2023

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	7
2. Schema structurală funcțional-constructivă și parametri cinetostatici.....	7
2.1. Schema structurală funcțional-constructivă	7
2.2. Parametri cinetostatici	8
3. Predimensionarea angrenajului.....	10
3.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor	10
3.2. Predimensionarea angrenajului cilindric	13
3.2.1. Determinarea modulului frontal	13
3.2.2. Standardizarea modulului și parametri geometrici principali	15
3.2.3. Modelarea dinților roților în angrenare (CATIA)	15
3.2.4. Standardizarea distanței dintre axe și parametri geometrici principali	17
3.2.5. Modelarea și verificarea angrenajului deplasat (CATIA)	18
3.2.6. Modelarea și verificarea angrenării (CATIA)	19
4. Predimensionarea arborilor și alegerea rulmenților.....	21
4.1. Alegerea tipului oțelului, tratamentelor termice și tehnologiilor	21
4.2. Alegerea structurilor constructive alubansamblelor arborilor	23
4.2.1. Alegerea materialelor arborilor și tratamentelor termice	23
4.2.2. Calculul de predimensionare al arborilor	23
4.2.3. Standardizarea capetelor arborilor de intrare/ieșire	23
4.3. Alegerea rulmenților și montajelor	23
4.3.1. Alegerea rulmenților	23
4.3.2. Alegerea montajelor rulmenților	24
5. Modelarea și simularea cinematică a mecanismului	25
5.1. Generarea și simularea modelului cinematic	25
6. Verificarea (dimensionarea) angrenajului	26
6.1. Verificarea (dimensionarea) angrenajului cilindric.....	31
6.1.1. Geometria angrenajului și roților cilindrice	31
6.1.2. Alegerea procedeelor de prelucrare și de lubrifiere (ungere)	32
6.1.3. Determinarea factorilor de corecție.	33
6.1.4. Determinarea coeficienților de siguranță și verificare/dimensionare	34
6.1.5. Parametri de execuție și montaj a angrenajului și roților dințate conice	34

7. Forțe în angrenajul cilindric	35
7.1. Schema forțelor din angrenaj	35
7.2. Determinarea forțelor din angrenaj	36
8. Alegerea și calculul asamblărilor cu pene paralele	37
8.1. Alegerea formelor și dimensiunilor penelor paralele	37
8.2. Calculul asamblărilor cu pene paralele	37
9. Proiectarea formei și generarea modelelor în catia ale parturilor pentru subansamblele principale	37
10. Generare subansamble rulmenți, arbori și angrenaj.....	38
11. Generare subansamble carcase	41
12. Generare model 3D ansamblu	42
13. Verificarea arborilor.....	43
13.1. Verificarea arborelui de intrare	43
14. Verificarea rulmenților.....	51
14.1. Verificare rulmenți radiali pentru arborele de intrare	51
15. Modelarea și generarea desenului de ansamblu	53
16. Modelarea și generarea desenele de execuție	
Bibliografie	54

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
6. Desene de execuție

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

Autorul,

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



angrenajele 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.

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 conico-cilindric (angrenaje, roți dințate, arbori, rulmenți etc.);
- dezvoltarea de cunoștințe de identificare și proiectare a formelor elementelor și subansamblelor transmisiilor mecanice, cu precădere a reductoarelor conico-cilindrice;
- dezvoltarea de abilități practice de utilizare a pachetelor performante de calcul (MDESIGN) și pentru proiectare (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).

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}
18,5	2000	2,5	9000	Vj	17

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/m³;

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^I – pinion conic; 2^I – roată conică; 1^{II} – pinion cilindric; 2^{II} – roată cilindrică; A_1 – arborele de intrare; A_2 – arborele intermediar; A_3 – arborele de ieșire; $L_A^{A_1}$ - lagărul A al arborelui A_1 ; $L_B^{A_1}$ - lagărul B al arborelui A_1 ; $L_A^{A_2}$ - lagărul A al arborelui A_2 ; $L_B^{A_2}$ - lagărul B al arborelui A_2 ; $L_A^{A_3}$ - lagărul A al arborelui A_3 ; $L_B^{A_3}$ - lagărul B al arborelui A_3 .

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_C – subasamblul carcasă; S_{A_1} - subansamblul arborelui de intrare, format din pinionul cilindric (1^I) fixat pe arborele de intrare (A_1) care la rândul său este fixat pe două lagăre ($L_{A_1}^{A_1}$ și $L_{B_1}^{A_1}$), se sprijină pe subansamblul carcasa S_C ; S_{A_2} - subansamblul arborelui de ieșire, format din roata cilindrică (2^I) fixat pe arborele de ieșire (A_2) care la rândul său este fixat pe două lagăre ($L_{A_2}^{A_2}$ și $L_{B_2}^{A_2}$), se sprijină pe subansamblul carcasa S_C .

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,

$$z_2^I = z_1^{cil} \cdot i_R = 17 \cdot 2,5 = 42,5$$

Se adoptă, $z_2^I = 43$

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

$$u_{rec1}^I = \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{43}{17} = 2,53.$$

și raportul de transmitere,

$$i_{R rec1}^I = u_{rec1}^I = 2,53$$

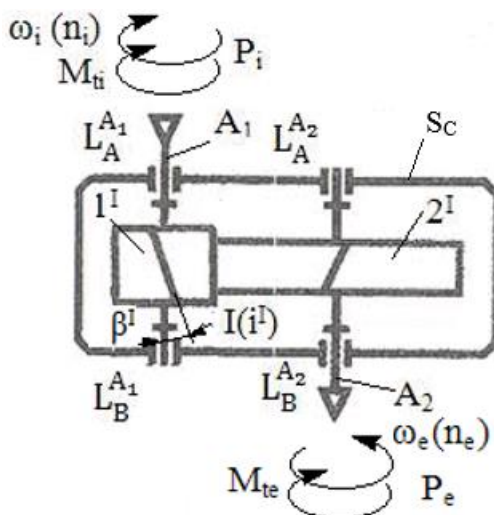
În tabelul următor se prezintă sintetic aceste valori precum și abaterea A_b raportului de transmitere recalcultat față de cel impus care respectă abaterea acceptabilă de max $\pm 2\%$.

z_1^I	z_2^I	u_{rec1}^I	i_{rec1}^I	A_b
17	43	2.53	2,53	-1,19%

Puteri, turații și momente de torsiune

Valorile puterilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$P_1 = P_i = 18,5 \text{ kW},$$



$$P_2 = \eta^I P_i = 0,96 * 18,5 = 17,76 \text{ kW},$$

Valorile turațiilor la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$n_1 = n_i = 2000 \text{ rot/min},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{rec1}}^I} = \frac{2000}{2,53} = 790,51 \text{ rot/min}.$$

Valorile momentelor de torsiune la nivelul arborilor reductorului sunt:

$$M_{t1} = M_{ti} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{P_i}{n_i} = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{20,425}{625} = 88331 \text{ Nmm},$$

$$M_{t2} = M_{t1} u_{\text{rec1}}^I \eta^I = 88331 * 2,53 * 0,96 = 214538 \text{ Nmm}.$$

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 = 18,5	n ₁ = 2000	M _{t1} = 88331
Arborele de ieșire (A ₂)	P ₂ = 17,76	n ₂ = 790,51	M _{t2} = 214538

3. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI

3.1 ALEGEREA TIPULUI OȚELULUI, TRATAMENTELOR TERMICE ȘI TEHNOLOGIILOR

Alegerea tipului oțelului și tratamentelor termice

Deoarece, $M_{ti} = 88331 \text{ Nmm} > 30000...40000 \text{ Nmm}$, se va adopta pentru roțile angrenajului oțel de cementare.

Alegerea oțelului, durităților și rezistențelor

Pentru ambele roți dințate se adoptă oțelul, 21MoMnCr12 (oțel cu 0,21% C aliat cu Molibden, Mangan și Crom 1,2%) cu caracteristicile mecanice din tabel.

Oțelul	Limita de curgere, σ_c [MPa]	Rezistența la rupere, σ_r [MPa]	Tratamentul termic de bază	Duritățile flancurilor dinților roților	Duritățile zonelor interioare ale dinților	Tensiunea limită la contact, σ_{Hlim} [MPa]	Tensiunea limită la încovoiere, σ_{Flim} [MPa]
21MoMnCr 12	850	1100	Cementare	HRC _{1,2} = 60	HB _{1,2} = 300	1530	400

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 (β).

Date de intrare

În tabel sunt sintetizate valorile parametrelor de calcul cunoscute.

Denumirea parametrului	Simbolul	Valoarea	Unitatea de măsură
Raportul de angrenare	u	2,53	-
Numărul de dinți al pinionului	z_1	17	-
Momentul de torsiune al pinionului	T_1	88331	Q
Turația pinionului conic	n_p	2000	rot/min
Durata de funcționare impusă	$L_{h \text{ imp}}$	9000	ore
Tensiunea limită la oboseala de contact,	σ_{Hlim}	1530	MPa
Tensiunea limită la oboseala încovoiere,	σ_{Flim}	400	MPa
Unghiul de înclinare a danturii	β	10	° (grade)

Calculul modulului frontal din solicitarea de contact

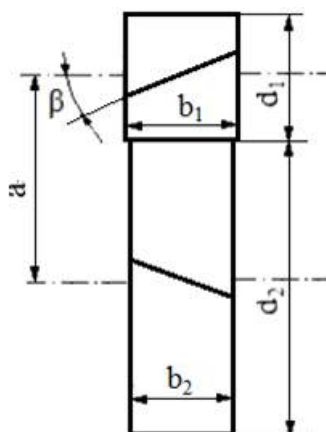
Valoarea modulului exterior din solicitarea de contact se determină cu relația,

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

conform datelor următoare:

T_1	=	<input type="text" value="88331"/>	Nmm	u	=	<input type="text" value="2.53"/>		β	=	<input type="text" value="10"/>	°	z_1	=	<input type="text" value="17"/>	
K_A	=	<input type="text" value="1.5"/>		K_v	=	<input type="text" value="1.10"/>		$K_{H\alpha}$	=	<input type="text" value="1.3"/>		$K_{H\beta}$	=	<input type="text" value="1.5"/>	
Z_E	=	<input type="text" value="190"/>	MPa ^{1/2}	Z_H	=	<input type="text" value="2.5"/>		Z_ϵ	=	<input type="text" value="0.91"/>		Ψ_d	=	<input type="text" value="0.8"/>	
σ_{HP}	=	<input type="text" value="1330.43"/>	MPa												

$$m_H = \text{[2.75785976325]} \text{ mm}$$



unde, T_1 reprezintă momentul de torsiune al pinionului (M_{t2}), u - raportul de angrenare al angrenajului cilindric, β - 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_ϵ - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de contact, $\psi_d = b/d_1$ - factorul de lățime, σ_{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,

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

conform datelor următoare:

T_1	=	<input type="text" value="88331"/>	Nmm	u	=	<input type="text" value="2.53"/>	β	=	<input type="text" value="10"/>	°	z_1	=	<input type="text" value="17"/>
K_A	=	<input type="text" value="1.5"/>	K_V	=	<input type="text" value="1.10"/>	$K_{F\alpha}$	=	<input type="text" value="1.3"/>	$K_{F\beta}$	=	<input type="text" value="1.55"/>		
Y_{Fa1}	=	<input type="text" value="3.2"/>	Y_{Fa2}	=	<input type="text" value="2.5"/>	Y_{Sa1}	=	<input type="text" value="1.5"/>	Y_{Sa2}	=	<input type="text" value="1.8"/>		
Y_β	=	<input type="text" value="0.90"/>	Y_ϵ	=	<input type="text" value="0.8"/>	ψ_d	=	<input type="text" value="0.8"/>					
σ_{FP1}	=	<input type="text" value="500"/>	MPa	σ_{FP2}	=	<input type="text" value="500"/>	MPa						
<input type="button" value="Calculează"/>													

$$m_F = \boxed{2.61249534979} \text{ mm}$$

unde, T_1 reprezintă momentul de torsiune al pinionului (M_{t2}), u - raportul de angrenare al angrenajului cilindric, β - 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_β - factorul înclinării dinților, Y_ϵ - factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de încovoiere, $\psi_d = b/d_1$ - factorul de lățime, σ_{FP1} - tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere pentru pinion, σ_{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,

$$m_c = \max(m_H, m_F) = \max(2,757; 2,612) = 2,757 \text{ mm.}$$

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	2,757	
Modulul normal calculat	$m_{nc} = m_c \cos \beta$	2,715	
Modulul normal (standardizat)	m_n	3	
Modulul frontal	$m = \frac{m_n}{\cos \beta}$	3,046	
Diametrul de divizare al pinonului	$d_1 = m z_1$	51,782	$a = (d_1 + d_2)/2,$ 91,38 = (51,782+130,978)/2 (se verifică)
Diametrul de divizare al roții	$d_2 = m z_2$	130,978	
Distanța dintre axe de referință	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	91,38	
Lățimea danturii roții	$b_2 = \psi_d d_1$	41	
Lățimea danturii pinionului	$b_1 = b_2 + 4 \dots 6$	45	

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	α_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	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
 z1=17	z_1	Numărul de dinți ai pinionului
 z2=43	z_2	Numărul de dinți ai roții
 m_n=3mm	m_n	Modulul normal [mm]
 beta=10deg	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
 aw=91.38mm	a_w	Distanța dintre axe (reală) [mm]
 xn1=0	x_{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (zero, roți nedepasate)
 g=4mm	g	Grosimea coroanei [mm]

Verificarea modelului CATIA

 'Parametri angrenaj și roți' =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
 u=2.529411765=z2 /	u	Raportul de angrenare	$u > 1; 2,53 > 1$
 m_t=3.046mm=m_n	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n; 3,046 > 3$
 a=91.388mm=m_t * (a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a = a_w;$ $91,38 = 91,38$
 alfa=20.284deg=atan	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_n; 20,284 > 20$
 alfaw=20.269deg=ac	α_w	Unghiul de angrenare frontal [°]	$\alpha_w = \alpha; 20,269=20,284$
 aw_rec=91.38mm=m	a_w	Distanța dintre axe reală [mm]	$a_w (a_{w_rec}) = a$ $91,38 = 91,38$
 xns=-0.002797415=(x_{ns}	Suma coeficienților depasărilor	$x_{ns} = -0,002$
 xn2=-0.002797415=x	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	$x_{n2} = -0,002$
 rd1=25.893mm=m_t	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a$ $25,893 + 65,495 = 91,38$
 rd2=65.495mm=m_t	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	
 rw1=25.891mm=m_t	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{w1} = r_{d1}; 25,891 = 25,893$
 rw2=65.489mm=m_t	r_{w2}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w2} = r_{d2}; 65,489=65,495$
 rf1=22.143mm=m_n	r_{f1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{d1}; 22,143 < 25,893$
 rf2=61.737mm=m_n	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{d2}; 61,737 < 65,495$
 ra1=28.893mm=(2*a	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{d1}; 28,893 > 25,893$
 ra2=68.487mm=(2*a	r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{d2}; 68,487 > 65,495$

Modelul CATIA

3.2.4 STANDARDIZAREA DISTANȚEI DINTRE AXE ȘI PARAMETRI GEOMETRICI PRINCIPALI

Alegerea (standardizarea) distanței dintre axe

Pentru distanța dintre axe standard, $a_w = 90$ mm, restricțiile impuse în vederea realizării angrenajului cu distanța dintre axe impusă - $0,5m_n < a_w - a \leq m_n$ devin:

$-0,5 \cdot 3 < 90 - 91,38 \leq 4$ sau $-1,5 < -1,38 \leq 3$??? Se observă că ambele restricții sunt îndeplinite și nu se impune modificarea parametrilor angrenajului nedeplasat.

Modificarea parametrilor angrenajului de referință

Considerând, $u_{rec1}^{II} = 2,53$, se determină numerele de dinți teoretice:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n (u_{rec1}^{II} + 1)} = \frac{2 \cdot 90 \cos 10}{3 (2,53 + 1)} = 16,73;$$

$$z_2 = u z_1 = 2,53 \cdot 16,73 = 42,34;$$

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, $u_{rec2}^{II} = z_2/z_1$	Abaterea raportului de angrenare, u_{rec2}^{II} față de u_{rec1}^{II} A_b [%]	Distanța dintre axe de referință recalculată, a^r [mm]
17	43	2,53	0	91,388
17	44	2,59	-2,37	92,911
18	43	2,39	-5,53	92,911
18	44	2,44	-3,55	94,434
Obs. [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) = (17, 43) cu distanța dintre axe de referință recalculată $a^r = 91,38 > 90$ mm. Astfel rezultă angrenaj MINUS, 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	$\alpha = \arctg \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	20,283	[°]	$\alpha_n = 20^\circ$
Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_w = \arccos(\frac{a}{a_w} \cos \alpha)$	17,73	[°]	
Suma coeficienți depășirilor de profil ale danturilor roților	$x_{ns} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) (z_2 + z_1)}{2 \tan \alpha \cos \beta}$	-0.43		

Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului	$x_{n1} = \frac{x_{ns}}{2} + \left(0,5 - \frac{x_{ns}}{2}\right) \frac{\log(z_2/z_1)}{\log\left(\frac{z_1 z_2}{100 (\cos\beta)^5}\right)}$	0	$x_{n2} = -0.43$
---	--	---	------------------

Pentru asigurarea distanței dintre axe impusă ($a_w = 90$ 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 recalculat, u_{rec2}^{II}
17	43	0	-0,43	2,53

3.2.5 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENAJULUI DEPLASAT (CATIA)

Personalizare date de intrare

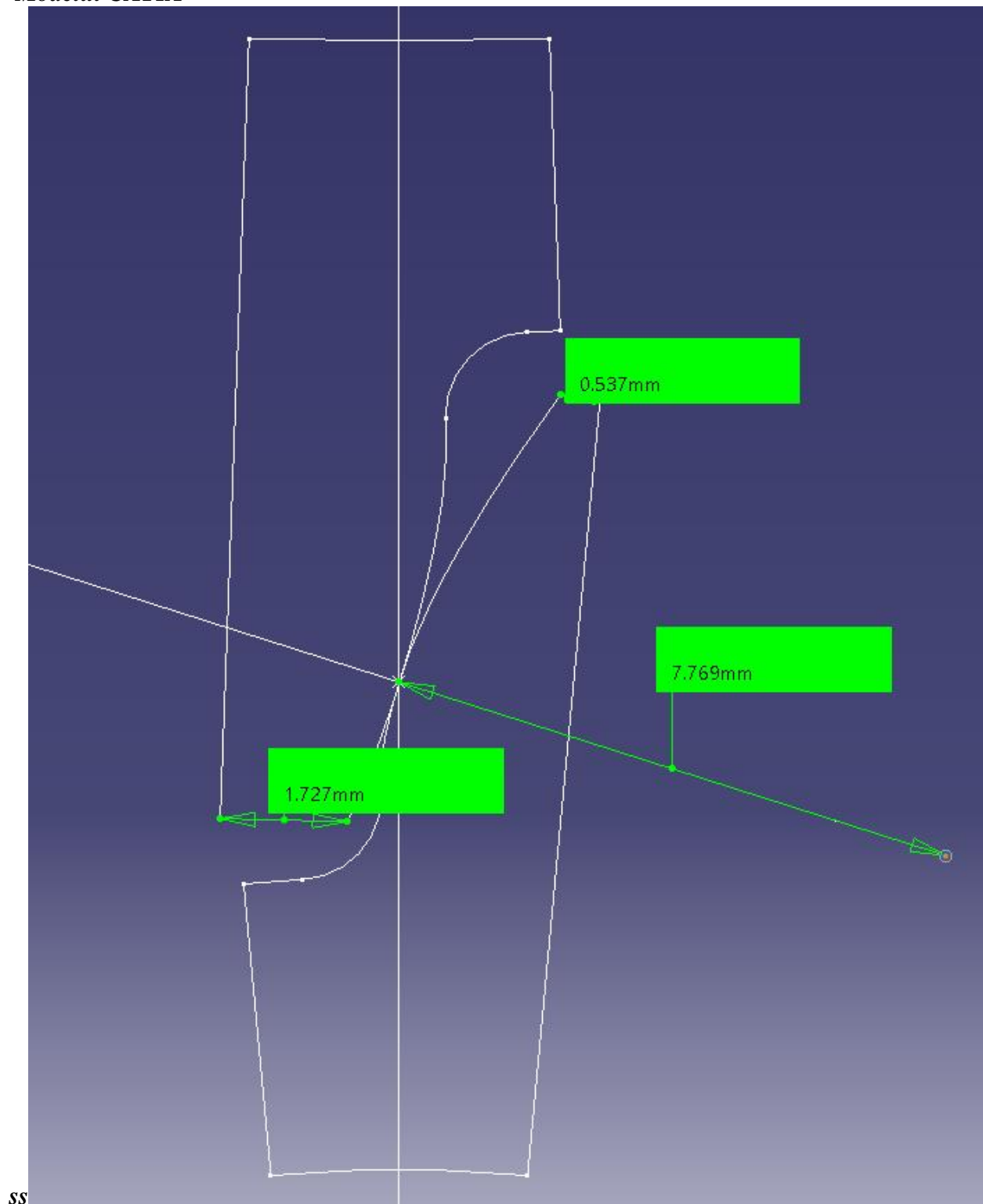
Parameters [...] (49)	α_n	Unghiul de presiune (angrenare) normal [°]
'Date de intrare' =	h_{an}^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui
alfa_n=20deg	c_{0n}^*	Coeficientul jocului la piciorul dintelui
ha_n=1	ρ_n^*	Coeficientul razei de racordare
c_n=0.25	z_1	Numărul de dinți ai pinionului (modificat)
rho_n=0.375	z_2	Numărul de dinți ai roții (modificat)
z1=17	m_n	Modulul normal [mm]
z2=43	β	Unghiul de înclinare a danturii [°]
m_n=3mm	a_w	Distanța dintre axe reală [mm]
beta=10deg	x_{n1}	Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului (calculat)
aw=90mm	g	Grosimea coroanei [mm]
xn1=0		
g=4mm		

Verificarea modelului

'Parametri angrenaj și roți' =	Simbol teoretic	Semnificația	Verificare
$u = 2.529411765 = z_2 / z_1$	u	Raportul de angrenare	$u = u_{rec2}^{II}; 2,53$
$m_t = 3.046 \text{ mm} = m_n / \cos\beta$	m	Modulul frontal [mm]	$m > m_n; 3,046 > 3$
$a = 91.388 \text{ mm} = m_t * (z_1 + z_2) / 2$	a	Distanța dintre axe de referință [mm]	$a > a_w; 91,38 > 90$ (angr. MINUS)
$\alpha = 20.284 \text{ deg} = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta)$	α	Unghiul de presiune frontal [°]	$\alpha > \alpha_w; 20,284 > 20,269$ (angr. MINUS)
$\alpha_w = 17.738 \text{ deg} = \arccos(\cos\alpha_n / \cos\beta)$	α_w	Unghiul de angrenare frontal [°]	(angr. MINUS)
$a_w = 90 \text{ mm} = m_t * (z_2 - z_1) / 2$	a_w	Distanța dintre axe reală [mm] (verificare)	$a_w < a; 90 < 91,38$ (angr. MINUS)
$x_{ns} = -0.43558171 = (\tan\alpha_n - \tan\alpha) / (2 \tan\alpha_n)$	x_{ns}	Suma coeficienților deplasări	$x_{ns} < 0; -0,43 > 0$ (angr. MINUS)
$x_{n2} = -0.43558171 = x_{ns} - x_{n1}$	x_{n2}	Coeficientul deplasării roții	
$r_{d1} = 25.893 \text{ mm} = m_t * z_1 / 2$	r_{d1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{w1,2} < r_{d1,2}$ (angr. MINUS)
$r_{d2} = 65.495 \text{ mm} = m_t * z_2 / 2$	r_{d2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$25,5 < 25,893; 64,5 < 65,495$
$r_{w1} = 25.5 \text{ mm} = m_t * z_1 / 2 * \cos\beta$	r_{w1}	Raza cercului de rostogolire al pinionului [mm]	$r_{d1} + r_{d2} = a; 25,893 + 65,495 = 91,38$
$r_{f1} = 22.143 \text{ mm} = m_n * (z_1 + 2) / 2$	r_{f1}	Raza cercului de rostogolire al roții [mm]	$r_{w1} + r_{w2} = a_w; 25,5 + 64,5 = 90$
$r_{f2} = 60.438 \text{ mm} = m_n * (z_2 + 2) / 2$	r_{f2}		
$r_{a1} = 28.812 \text{ mm} = (2 * a_w_{rec2} + r_{d1}) / 2$	r_{a1}	Raza cercului de picior al pinionului [mm]	$r_{f1} < r_{w1}; 22,143 < 25,5$
$r_{a2} = 67.107 \text{ mm} = (2 * a_w_{rec2} + r_{d2}) / 2$	r_{a2}		

	r_{f2}	Raza cercului de picior al roții [mm]	$r_{f2} < r_{w2}$; $60,438 < 64,5$
	r_{a1}	Raza cercului de divizare al pinionului [mm]	$r_{a1} > r_{w1}$; $28,812 > 25,5$
	r_{a2}	Raza cercului de divizare al roții [mm]	$r_{a2} > r_{w2}$; $67,107 > 65,5$

Modelul CATIA



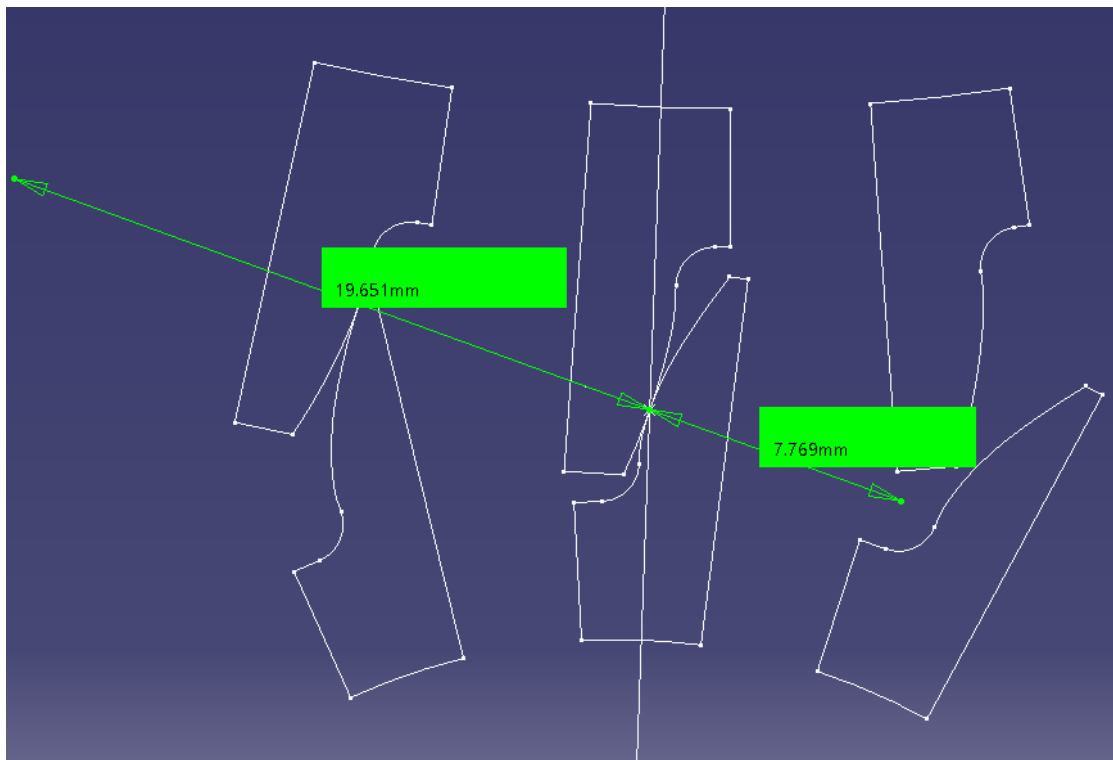
Verificarea ascuțirii dinților roților

Prin măsurare pe modelul CATIA, $s_1 = 0,537$ mm și $s_2 = 1,727$ mm.

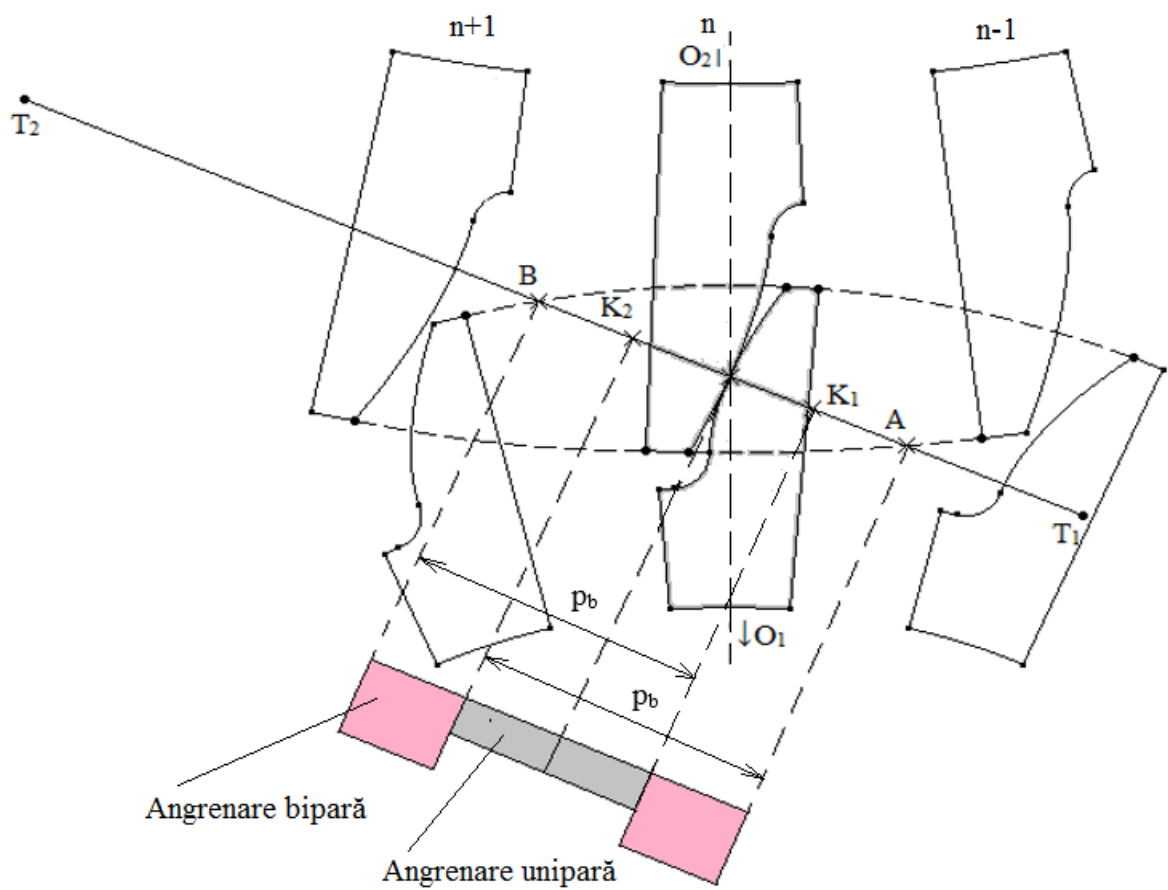
$s_{1,2} > (0, 3 \dots 0,45) m_n/2$; $0,537 > 0,45 \dots 0,675 \text{ mm}$ (se verifică).

3.2.6 MODELAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENĂRII (CATIA)

Modelul CATIA

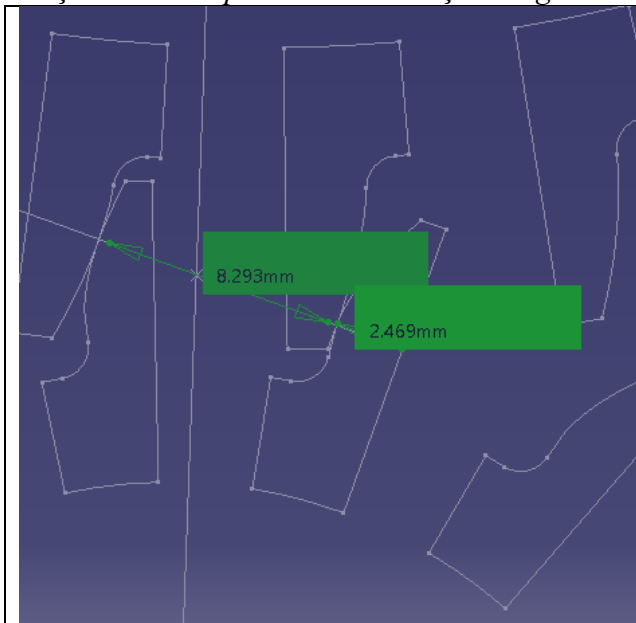


Simularea angrenării și verificarea continuității Schema continuității angrenării

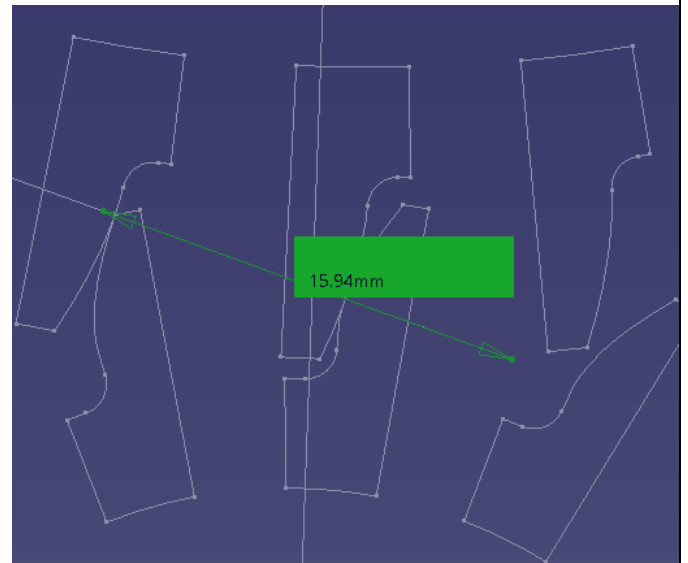


Semnificațiile parametrilor: C – polul angrenării; T₁T₂ – segmentul teoretic de angrenare; AB – segmentul real de angrenare; K₁K₂ - segmentul de angrenare unipară (numai o pereche de dinți în contact); AK₁ și K₂B – segmente de angrenare bipară (două perechi de dinți în angrenare simultan); p_b – pasul pe cercul de bază

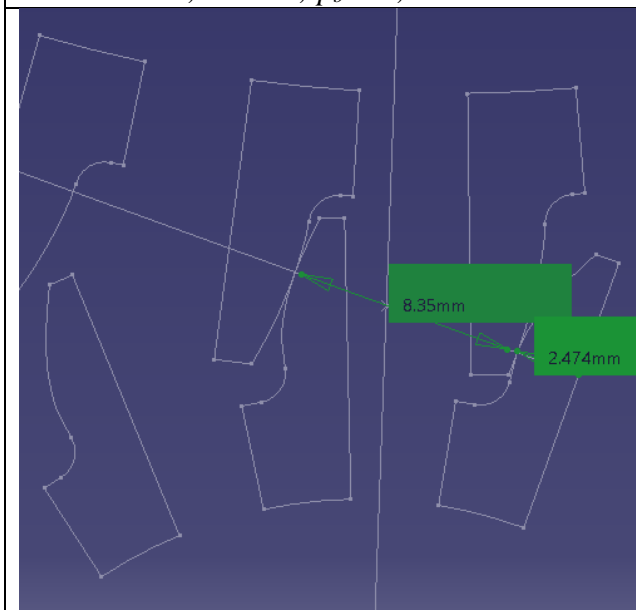
Poziții limită ale perechilor de dinți în angrenare



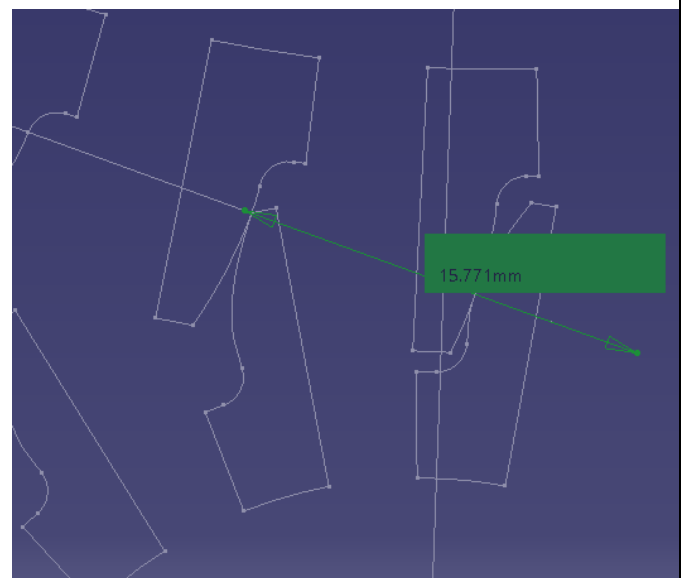
Intrare în angrenare a perechii de dinți n: T₁A = 2,469 mm; p_b = 8,293 mm



Ieșire din angrenare a perechii de dinți n+1: T₁B = 15,94mm



Intrare în angrenare perechii de dinți n-1: T₁A = 2,474 mm; p_b = 8,35 mm



Ieșire din angrenare a perechii de dinți n: T₁B = 15,771 mm

Determinarea valorii aproximative a gradului de acoperire frontal prin măsurare:

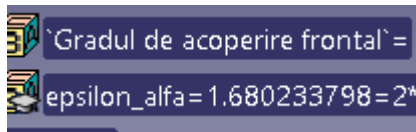
$$\varepsilon_{\alpha}^m = \frac{AB}{p_b} = \frac{T_1B - T_1A}{p_b} = \frac{15,94 - 2,4725}{8} = 1,68343$$

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,

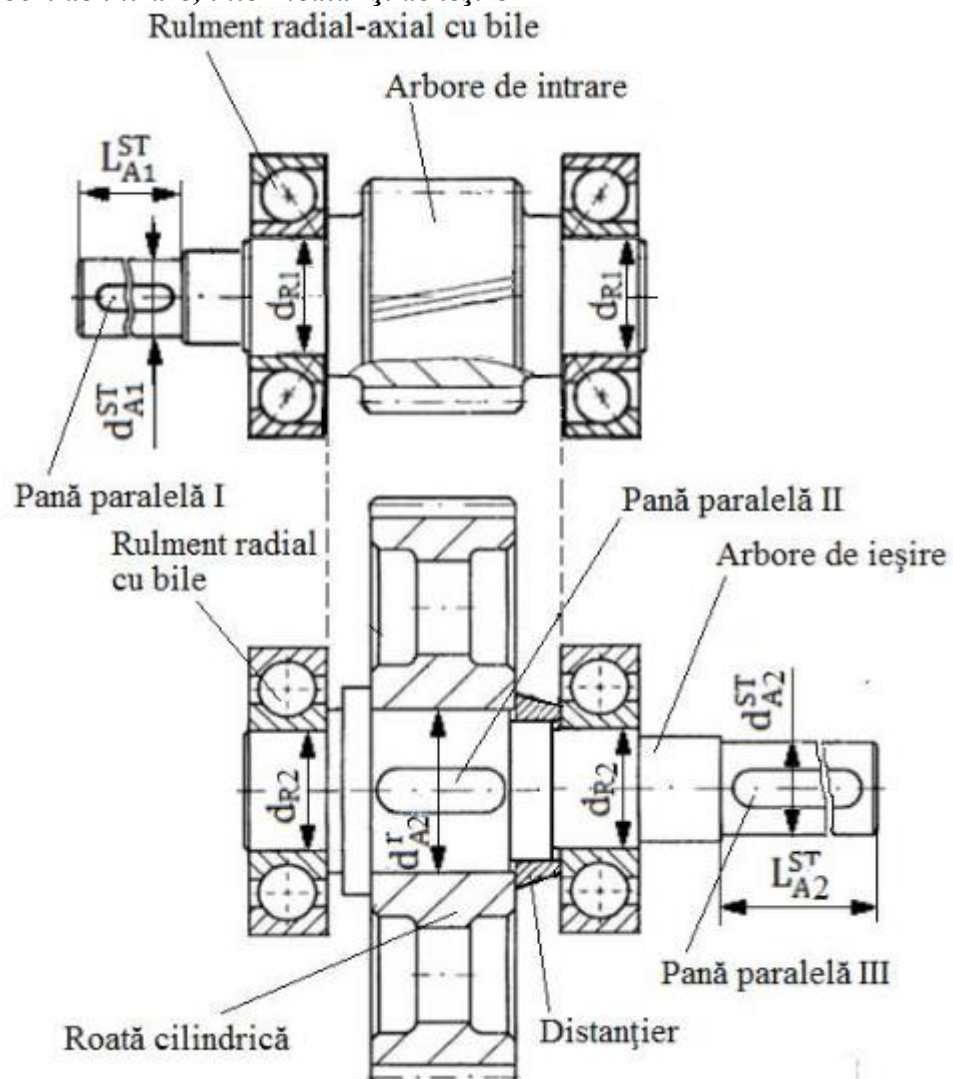


Abaterea valorii gradului de acoperire obținut prin măsurare, $\varepsilon_{\alpha}^m = 1,68343$, în raport cu gradul de acoperire calculat, $\varepsilon_{\alpha} = 1,68023$, este + 0.19

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 (tronsoanelor 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	σ_c/σ_r	σ_{aiI}	σ_{aiII}	σ_{aiIII}	Îmbunătățire/ Cementare	HB/HRC	HB
Arborele de intrare (corp comun cu pinionul cilindric)							
21MoMnCr12	1100	330	150	90	Cementare	60 HRC	250 HB
Arborele de ieșire							
C45	1100	330	150	90	Cementare	60 HRC	300 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, τ_{at1} – tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de intrare, τ_{at2} – tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arborelui de ieșire.

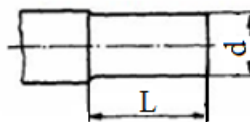
Valorile parametrilor de calcul

Parametrul	Arbore de intrare (A_1)	Arbore de ieșire (A_3)
Momentul de torsiune	$M_{t1} = 88331 \text{ Nmm}$	$M_{t2} = 214538 \text{ Nmm}$
Tensiunea admisibilă	$\tau_{at1} = 20 \text{ MPa}$	$\tau_{at2} = 15 \text{ MPa}$
Diametrul	$d_{A1} = 28 \text{ MPa}$	$d_{A2} = 42 \text{ mm}$

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	$d_{A1}^{ST} = 28 \text{ mm}$	$d_{A2}^{ST} = 42 \text{ mm}$
Lungimea standard	$L_{A1}^{ST} = 42 \text{ mm}$	$L_{A2}^{ST} = 52 \text{ mm}$

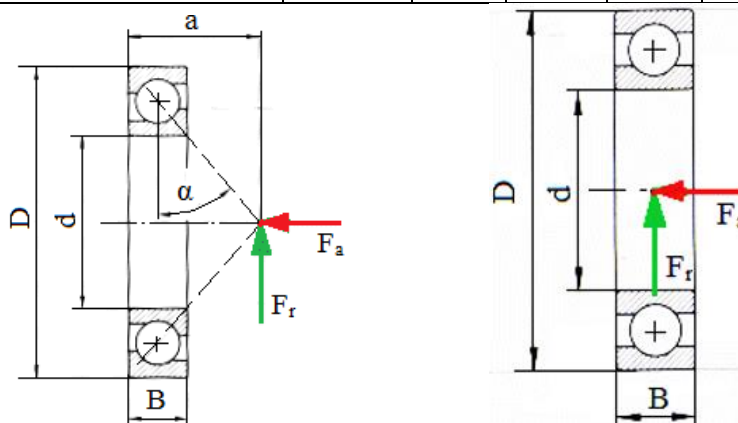
Obs. S-au adoptat capete de arbori cu lungime scurtă.

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	7208-B-JP	40	80	18	-	34	32000
De ieșire	Radial cu bile	6210	50	90	20	-	-	36500

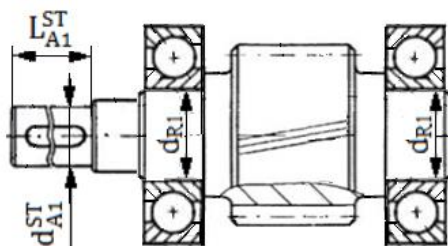


Obs.

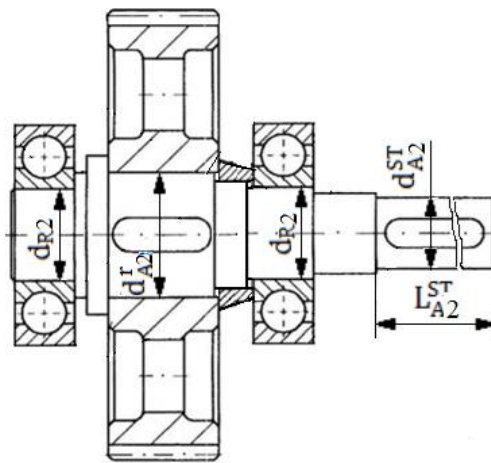
- diametrele tronsoanelor pe care se montează rulmenții: $d_{R1} = 40 \text{ mm}$, $d_{R2} = 50 \text{ mm}$;
- pentru arborele de ieșire se adoptă diametrul tronsonului pe care se montează roata cilindrică, $d_{A2}^r = d_{R2} + 10 \text{ mm} = 60 \text{ mm}$.

Montaje cu rulmenți

Arbore de intrare



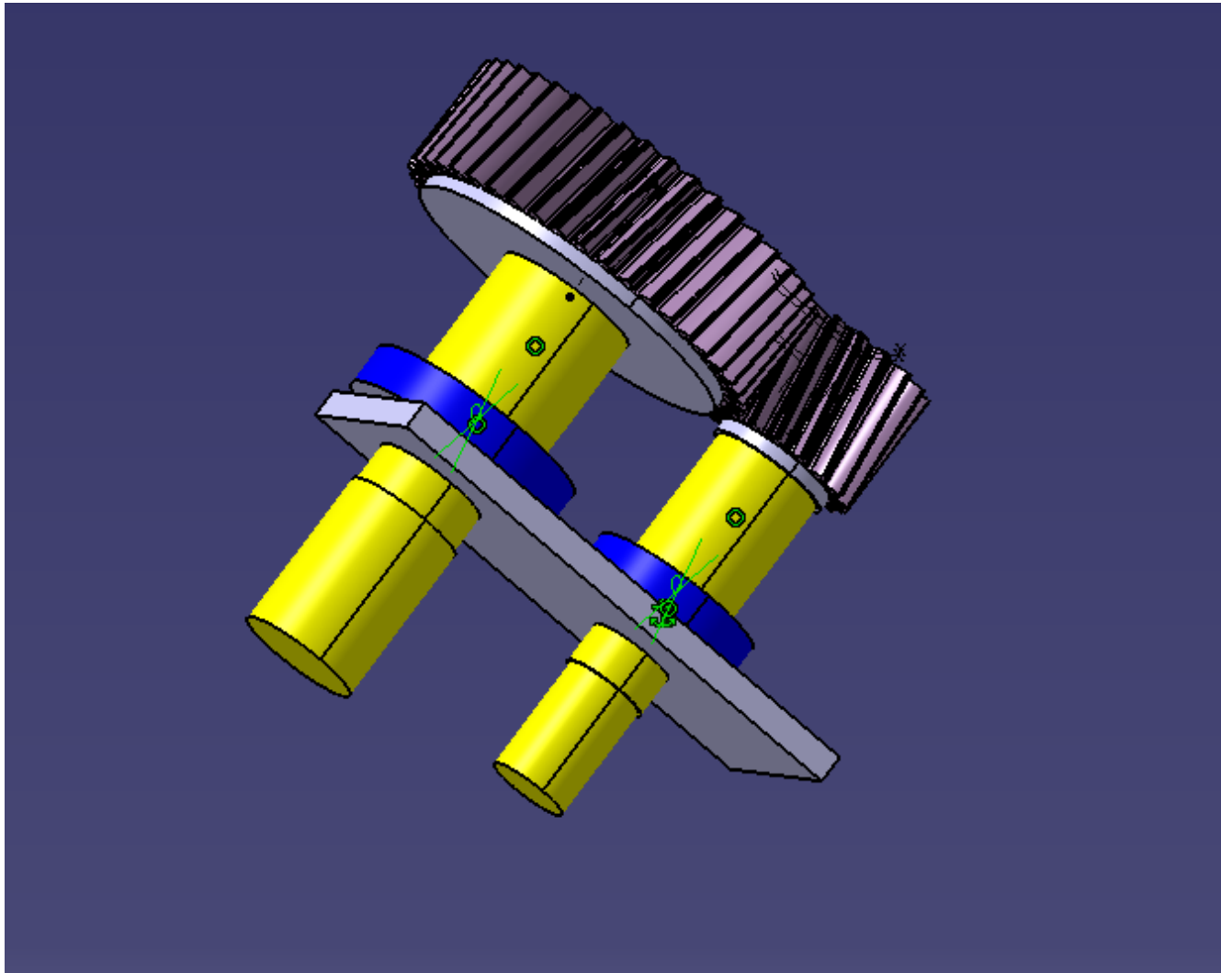
Arbore de ieșire



5. MODELAREA ȘI SIMULAREA CINEMATICĂ A MECANISMULUI

5.1 GENERAREA ȘI SIMULAREA MODELULUI CINEMATIC

Model cinematic



Obs. La simularea prin intermediul modelului cinematic generat în CATIA se va urmări procesele de angrenare în regimul animație.

6. VERIFICAREA (DIMENSIONAREA) ANGRENAJULUI

6.1 VERIFICAREA (DIMENSIONAREA) ANGRENAJULUI CILINDRIC

6.1.1 GEOMETRIA ANGRENAJULUI ȘI ROȚILOR CILINDRICE

Geometria angrenajului și roților cilindrice

$z_1 = 17$ $z_2 = 43$ $\beta = 10$ grade $a_w = 90$ mm
 $m_n = 3$ mm $x_{n1} = 0.2327$ $x_{n2} = -23472$ $\psi_d = 0.8$

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

Calculează

Parametrii angrenajului:

$a = 91.3883950697$ mm $\alpha_t = 20.2835594545$ grade $\alpha_{wt} = 17.7382255563$ grade $\alpha_{wn} = 17.4927487772$ grade
 $m = 3.04627983565$ grade

Parametrii roților:

$d_1 = 51.7867572061$ mm $d_2 = 130.990032933$ mm $d_{b1} = 48.5753799301$ mm $d_{b2} = 122.867137470$ mm
 $d_{w1} = 51$ mm $d_{w2} = 129$ mm $d_{g1} = 140887.009967$ mm $d_{g2} = 132.817042793$ mm
 $d_{f1} = 45.6829572061$ mm $d_{f2} = -140708.509967$ mm $s_{n1} = 5.22056422146$ mm $s_{n2} = -51253.9436431$ mm
 $b_1 = 47$ mm $b_2 = 42$ mm
 $s_{an1} = -851335.679485$ mm > $s_{anmin} = 0.899999999999$ mm ? $s_{an2} = -51947.5299662$ mm > $s_{anmin} = 0.899999999999$ mm ?
 $x_{n1} = 0.2327$ > $x_{nmin1} = -0.04320333828$? $x_{n2} = -23472$ > $x_{nmin2} = -1.63869079684$?

Parametrii geometrice ai roților pentru verificarea conformităților de execuție:

$N_1 = 2$ mm $W_{Nn1} = 14.5083096189$ mm < $W_{Nmax1} = 257.390932887$ mm ?
 $N_2 = 5$ mm $W_{Nn2} = -48125.6396296$ mm < $W_{Nmax2} = 226.749155163$ mm ?
 $S_{cn1} = 4.60987421663$ mm $h_{cn1} = 70416.7726764$ mm $S_{cn2} = -45258.3711795$ mm $h_{cn2} = 8237.26348528$ mm

Gradele de acoperire:

$\epsilon_{emin} = 1.2$ < $\epsilon_\alpha = 7847.11837127$ [mm] < $\epsilon_{emax} = 2$?
 $\epsilon_\beta = 0.86595826281$ mm $\epsilon_\gamma = 7847.98432953$ mm

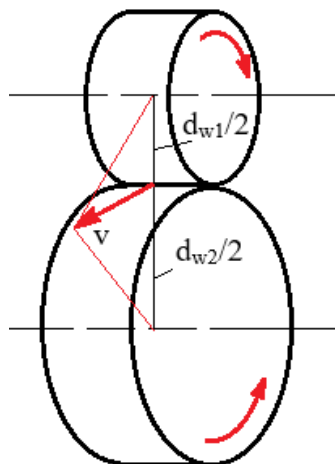
Parametrii angrenaj și roți echivalente:

$z_{n1} = 17.7344567508$ $z_{n2} = 44.8577435463$ $d_{n1} = 53.2033702525$ mm $d_{n2} = 134.573230638$ mm
 $d_{bn1} = 49.9948144273$ mm $d_{bn2} = 126.457471786$ mm $d_{gn1} = 140888.426580$ mm $d_{gn2} = 136.400240499$ mm
 $a_{wn} = 92.5039901550$ mm $\epsilon_{en} = 7832.96122573$

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:

$n_p = 2000$ rot/min $d_{w1}/d_{m1} = 51$ mm

Calculează

$v = 5.340707511102$ m/s

Alegerea treptei de precizie și procedeele de prelucrare

Tipul danturii cilindrice	Treapta de precizie	Procedeul de prelucrare
Înclinată	7	Frezare grosolană (înainte de cementare) + rectificare (după cementare și călire)

Alegerea rugozităților

Tipul danturii cilindrice	Rugozitatea flancului, R_{a_f} [μm]	Rugozitatea racordării, R_{a_r} [μm]	Procedeul de prelucrare final
Înclinată	0,2	0,4q	Rectificare grosolană

Alegerea tipului lubrifiantului (uleiului) și vâscozității acestuia

Deoarece viteza periferică a angrenajului cilindric este mai mică decât cea a angrenajului conic (v. subcap. 6.1.3) tipul uleiului va fi cel ales pentru angrenajul conic (TIN 125 EP).

6.1.3 PARAMETRI DE EXECUTIE ȘI MONTAJ A ANGRENAJULUI SI ROȚILOR DINȚATE CONICE

Jocuri, abateri și toleranțe ale angrenajului și roților cilindrice

Jocului minim necesar, $j_{\min}^{\text{nec}} = (0,01 \dots 0,03) m_n = (0,01 \dots 0,03) 3 = (0,03 \dots 0,09) \text{ mm}$; se adoptă 0,07 mm (70 μm).

Jocul minim normal, $j_{\min} = 87 \mu\text{m}$;

Tipul ajustajului, B.

Tipul toleranței jocului dintre flancuri, b

Toleranțele bății radiale: $F_r = 36 \mu\text{m}$, pentru pinion; $= 50 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abatererile minime ale cotelor peste dinți: $E_{ws} = 100 \mu\text{m}$, pentru pinion; $E_{ws} = 120 \mu\text{m}$, pentru roată.

Toleranțele cotelor peste dinți: $T_w = 55 \mu\text{m}$, pentru pinion; $T_w = 70 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abatererile minime ale grosimilor dinților pe coarde constante: $E_{cs} = 100 \mu\text{m}$, pentru pinion; $E_{cs} = 140 \mu\text{m}$, pentru roată.

Toleranțele grosimii dintelui pe coarda constantă: $T_c = 90 \mu\text{m}$, pentru pinion; $T_c = 140 \mu\text{m}$, pentru roată.

Abaterile limită ale distanței dintre axe, $f_a = \pm 60 \mu\text{m}$.

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, $31_{-0,16}^{-0,1}$ și coarda constantă, $6,56_{-0,16}^{-0,1}$, la înălțimea $h_{cn} = 4,3 \text{ mm}$, pentru pinion;
- cota peste 9 dinți, $104,93_{-0,28}^{-0,18}$ și coarda constantă, $5,82_{-0,16}^{-0,1}$, la înălțimea $h_{cn} = 3,3 \text{ mm}$, pentru roată;
- distanța dintre axe, $90 \pm 0,009 \text{ mm}$.

7. FORȚE ÎN ANGREN AJ

7.1 SCHEMA FORȚELOR DIN ANGREN AJUL CILINDRIC

Direcțiile și sensurile forțelor

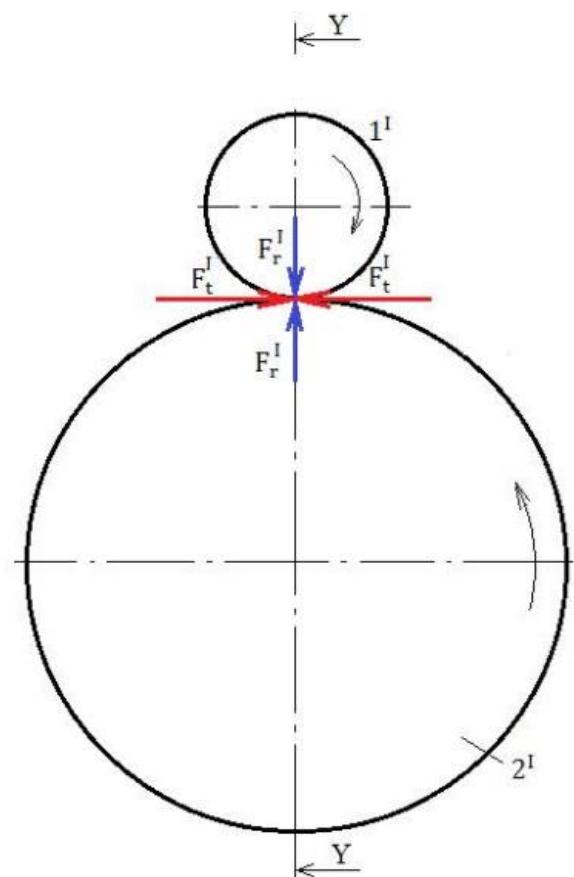
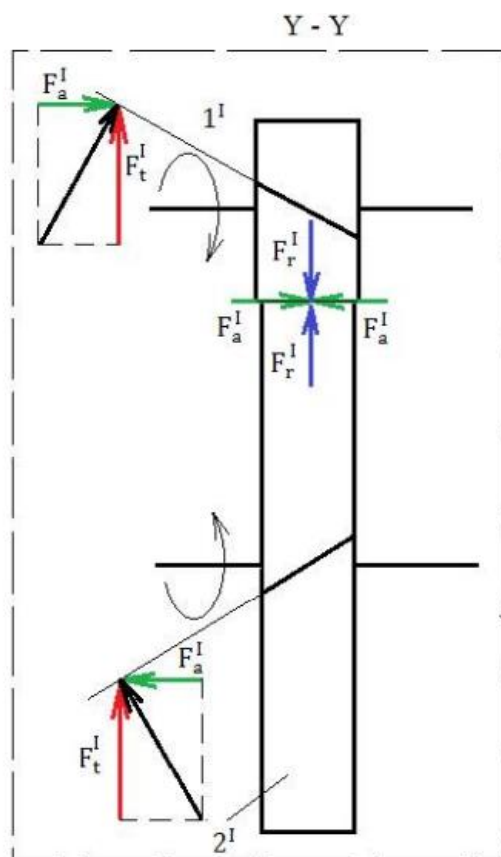
Direcțiile și sensurile forțelor din angrenaje

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: – forța tangențială din angrenajul cilindric; – forța radială din angrenajul cilindric; – forța axială din angrenajul cilindric

7.2 DETERMINAREA FORȚELOR DIN ANGRENAJUL CILINDRIC

Calculul forțelor

$$T_1 = 214538 \text{ Nmm}$$

$$d_{w1} = 51 \text{ mm}$$

$$\beta = 10 \text{ grade}$$

$$\alpha_{wt} = 17.73 \text{ grade}$$

Calculează

$$F_t = 8413.25490196 \text{ N}$$

$$F_r = 2689.86678928 \text{ N}$$

$$F_a = 1483.48383479 \text{ N}$$

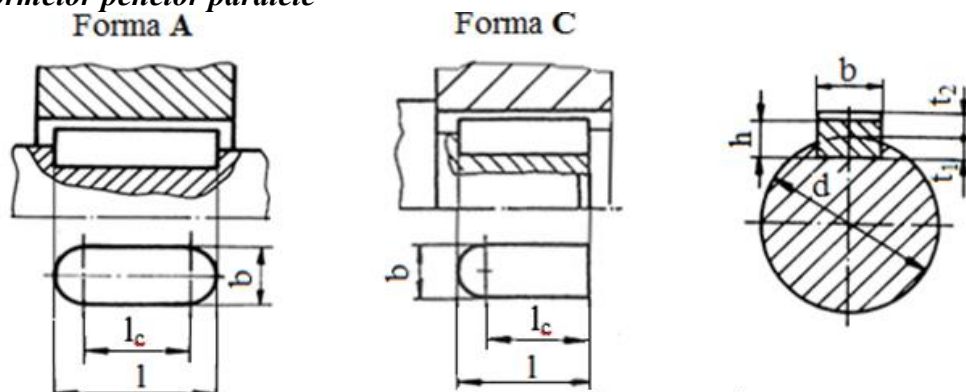
Valorile forțelor

Angrenajul	Cilindric		
Forța	F_t	F_r	F_a
Valoarea forței [N]	8413,2	2689,8	1483

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

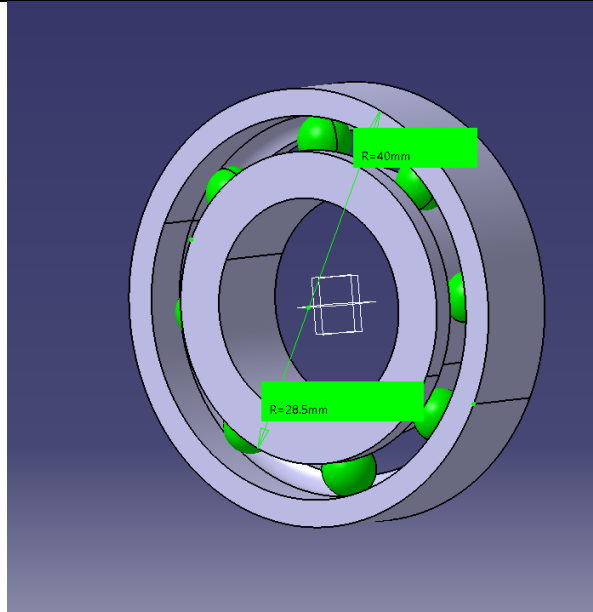
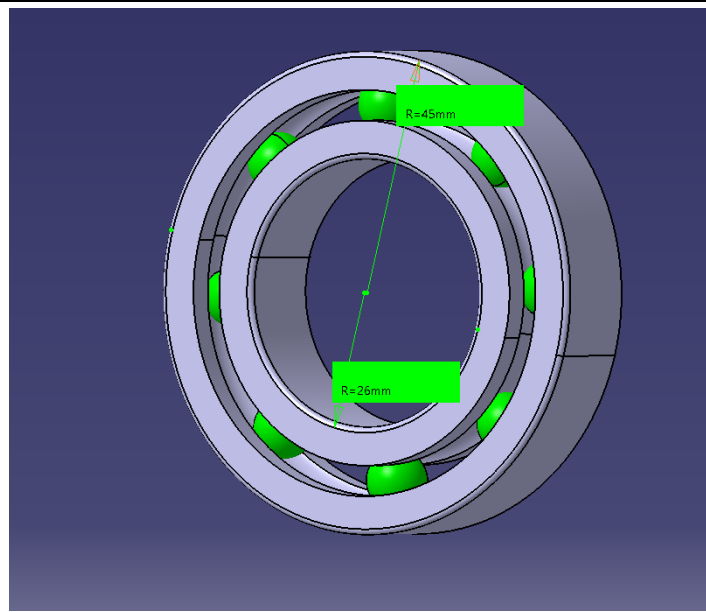
Denumirea penei/ Parametrul	Pană paralelă I (tip A)	Pană paralelă II (tip A)	Pană paralelă III (tip C)
d [mm]	$d_{A1}^{ST} = 28$	$d_{A3}^r = 50$	$d_{A3}^{ST} = 42$
b[mm]	8	14	12
h [mm]	7	9	8
M_t [Nmm]	$M_{t1} = 88331$	$M_{t2} = 214538$	$M_{t2} = 214538$
σ_{as} [MPa]	80	110	110
l_c [mm]	22.53	17.34	81.26
l [mm] (STAS)	32	36	90
t_1 [mm]	4,0	5,5	5,0
t_2 [mm]	3,3	3,8	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.

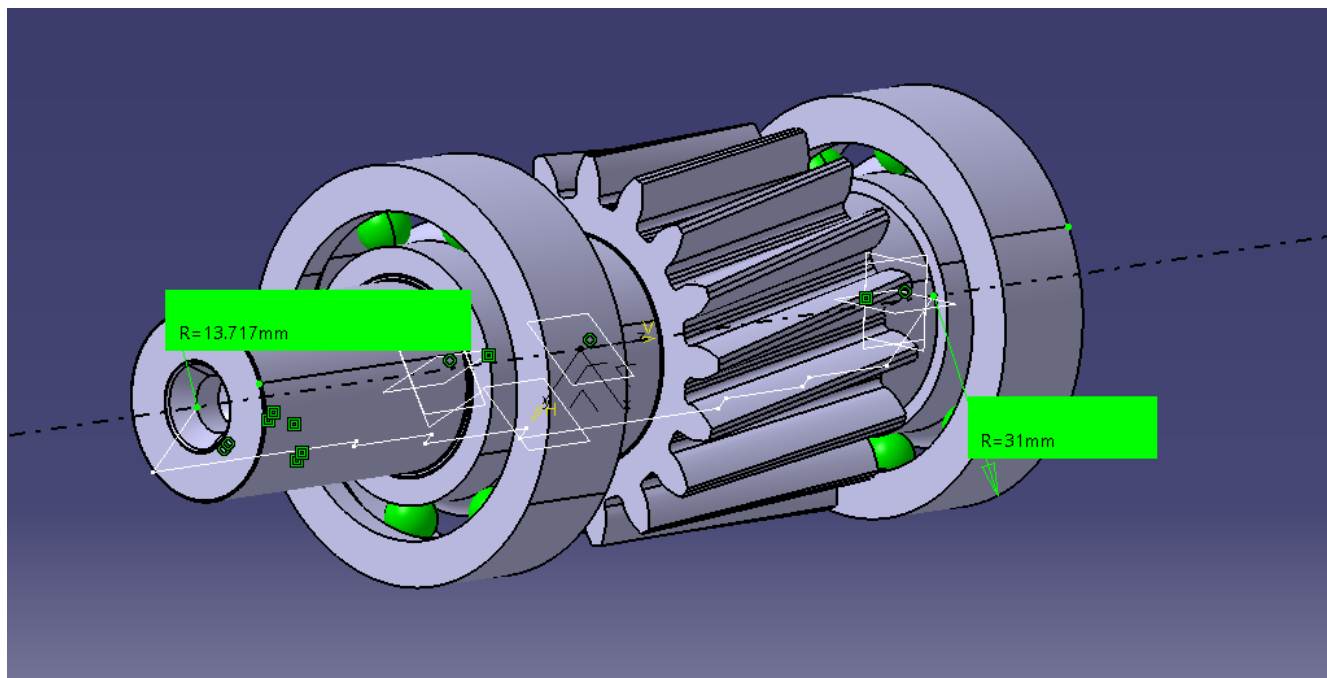
10. GENERARE SUBANSAMBLE RULMENȚI, ARBORI ȘI ANGRENAJE

Subansamble rulmenți

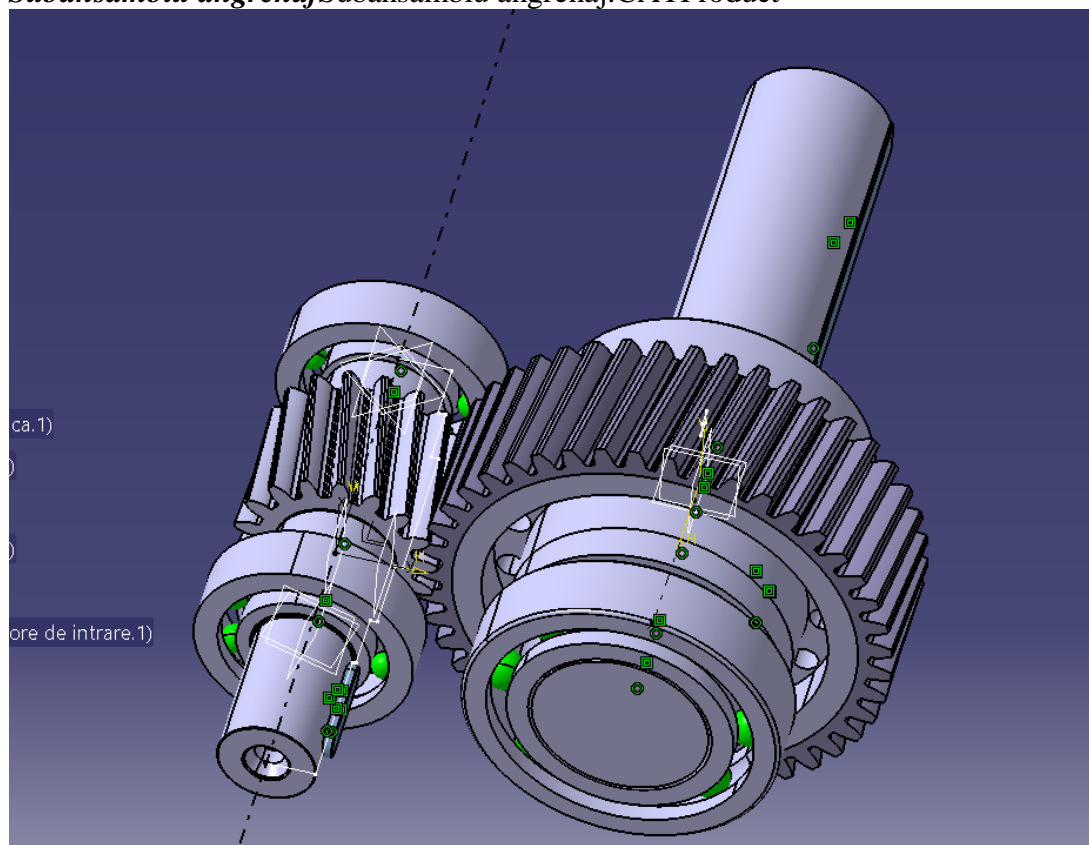
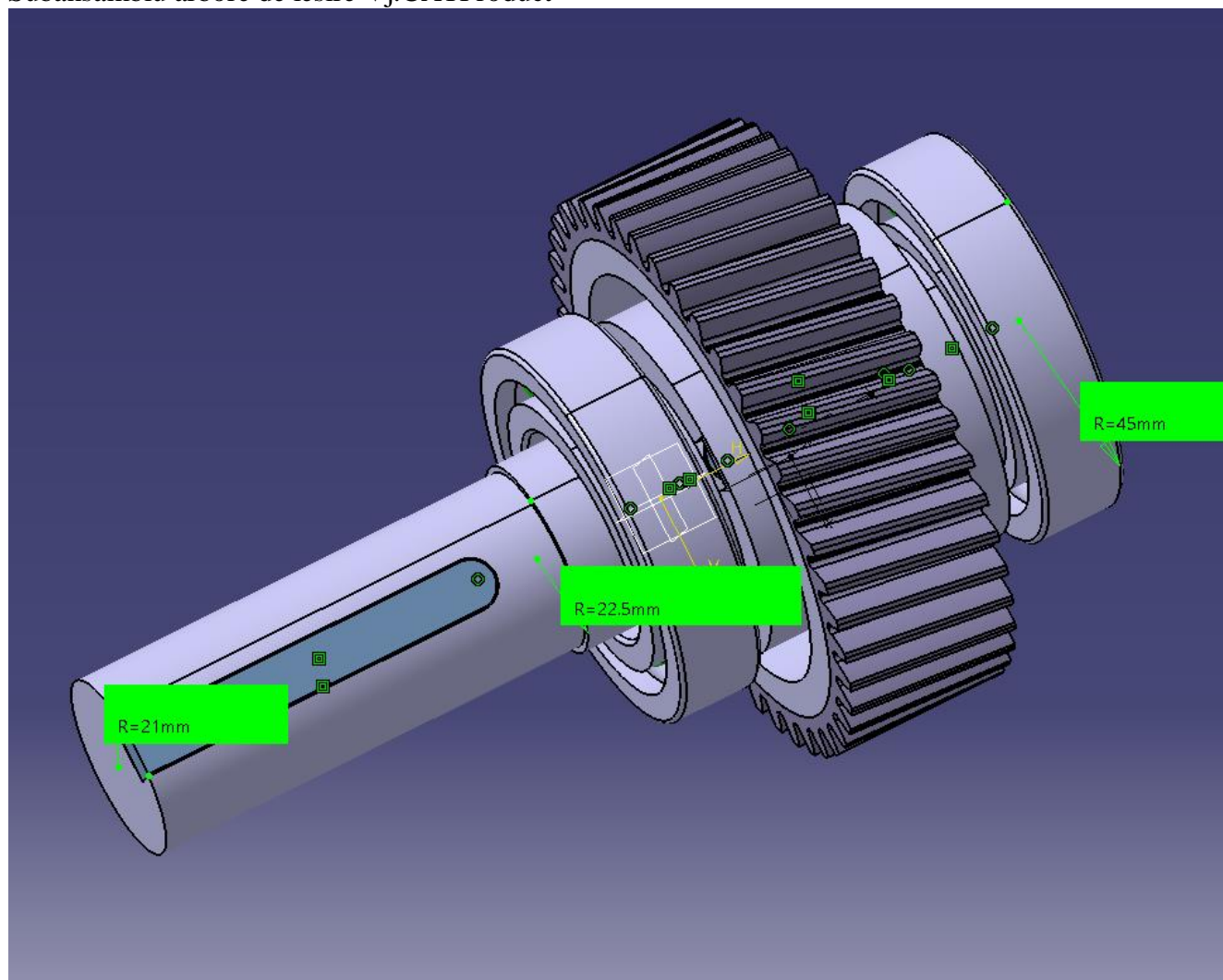
Rulment radial - axial cu bile de intrare.CATPart	Rulment radial cu bile de iesire.CATPart
	

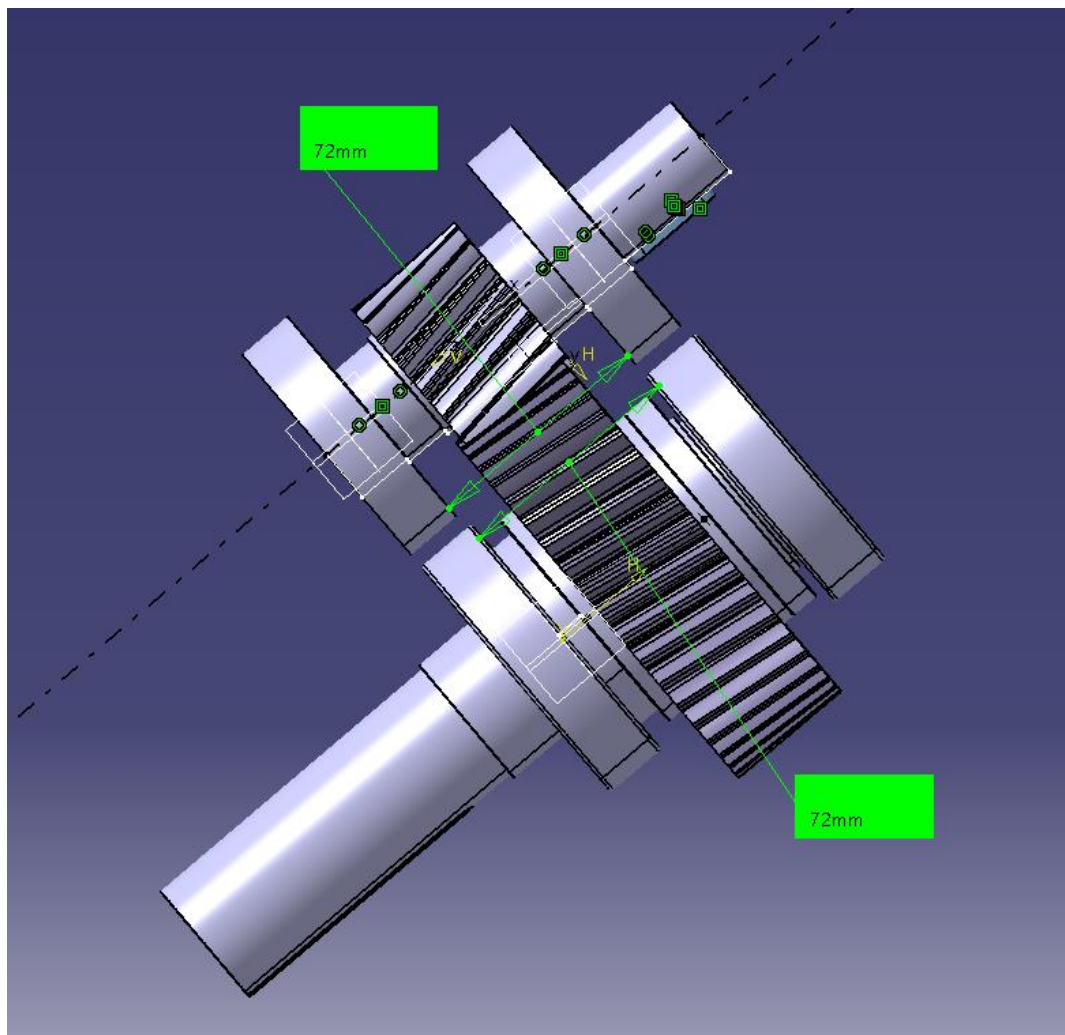
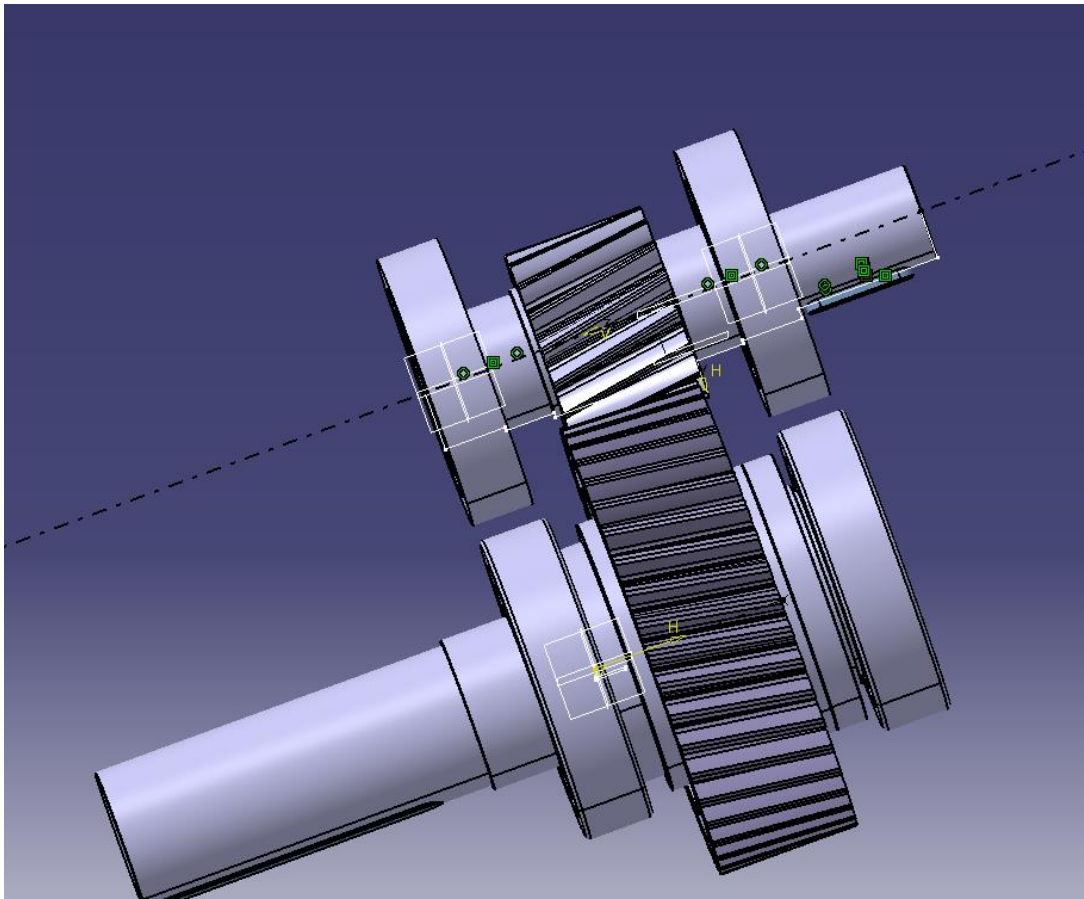
Subansamblu arbore de intrare

Subansamblu arbore de intrare .CATProduct



Subansamblu arbore de ieșire

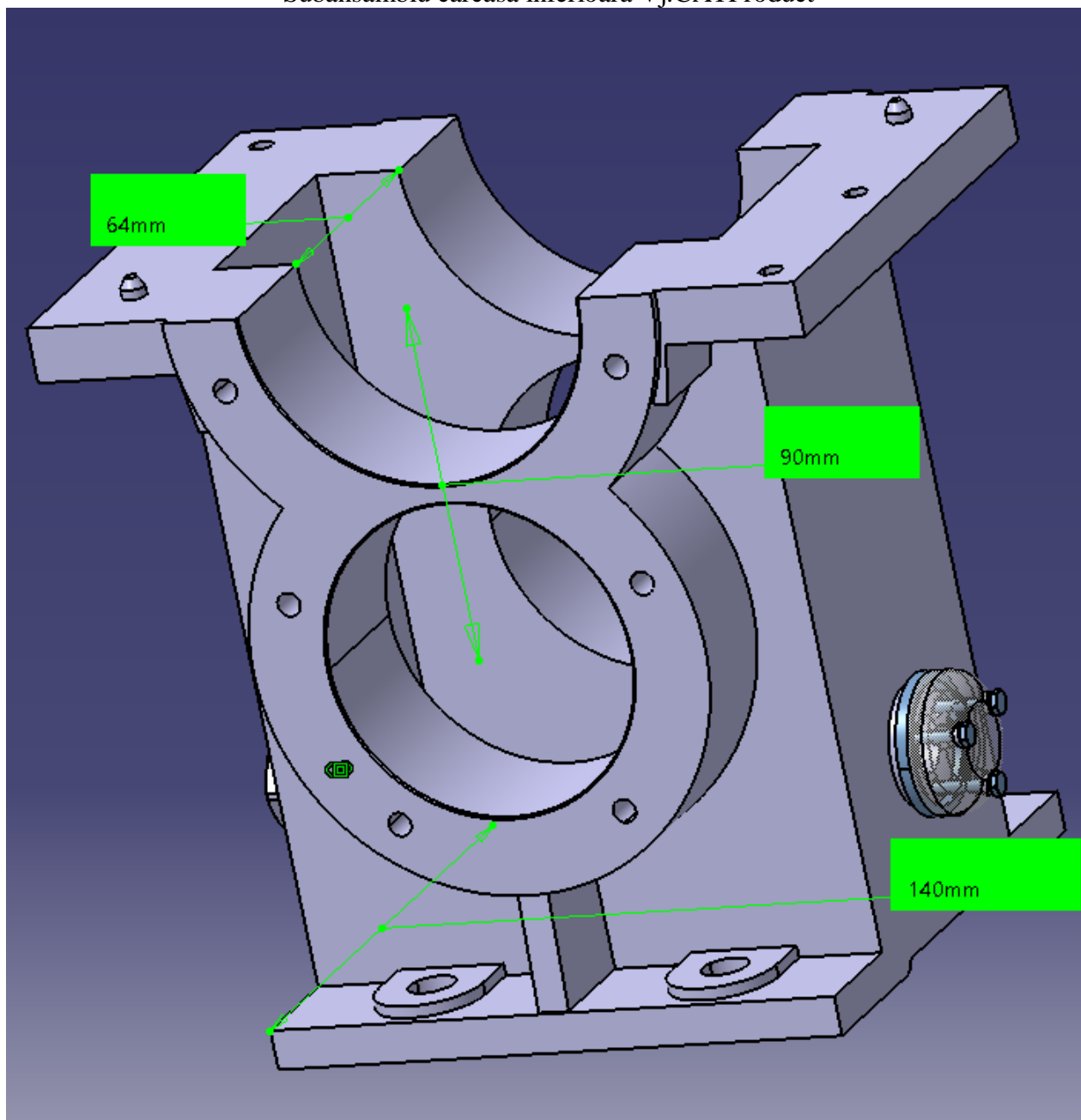




11. GENERARE SUBANSAMBLE CARCASE

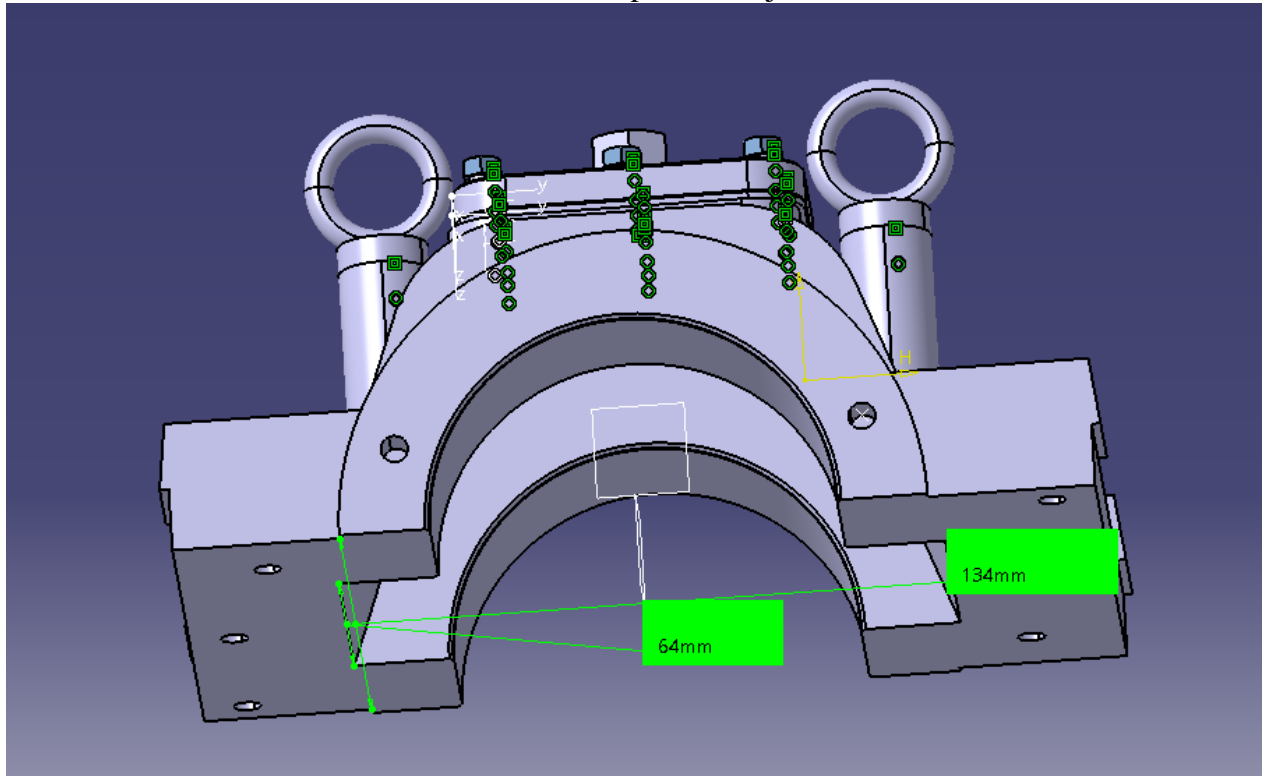
Subansamblu carcasă inferioară Vj

Subansamblu carcasa inferioara Vj.CATProduct



Subansamblu carcasă superioară Vj

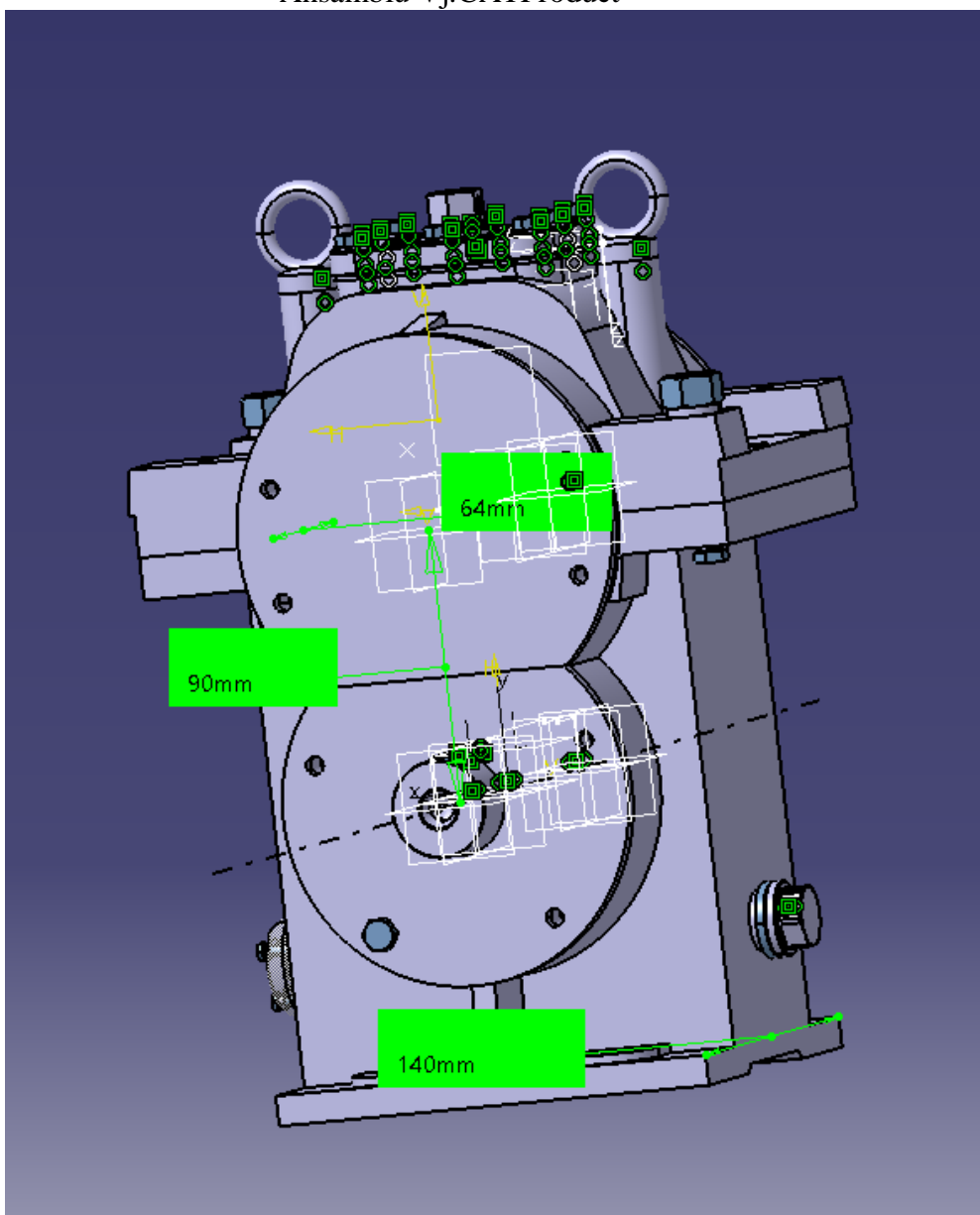
Subansamblu carcasa superioara Vj.CATProduct



12. GENERARE MODEL 3D ANSAMBU

Ansamblu H

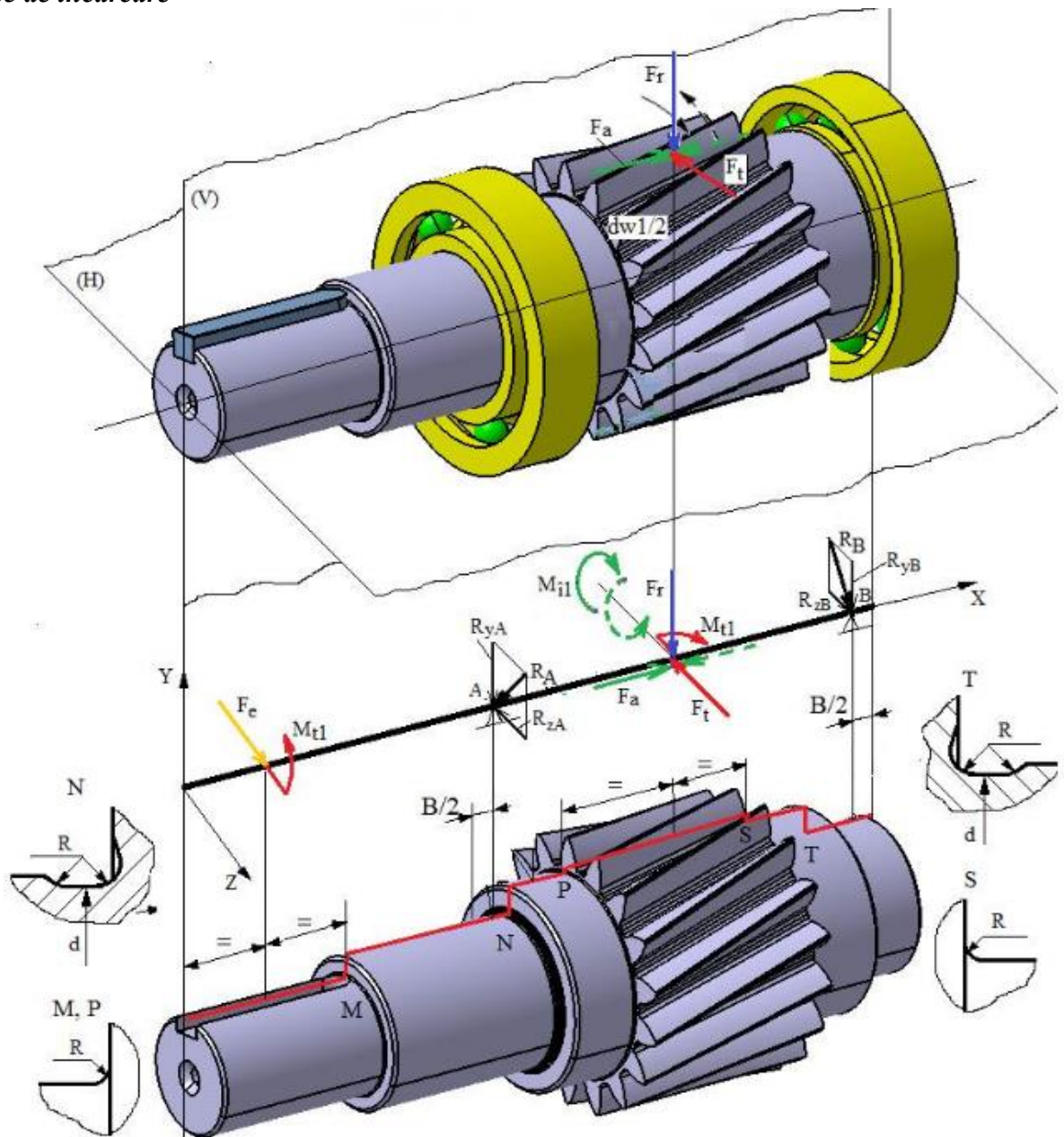
Ansamblu Vj.CATProduct



13. VERIFICAREA ARBORILOR

13.1 VERIFICAREA ARBORELUI DE INTRARE (RCi1 Vj)

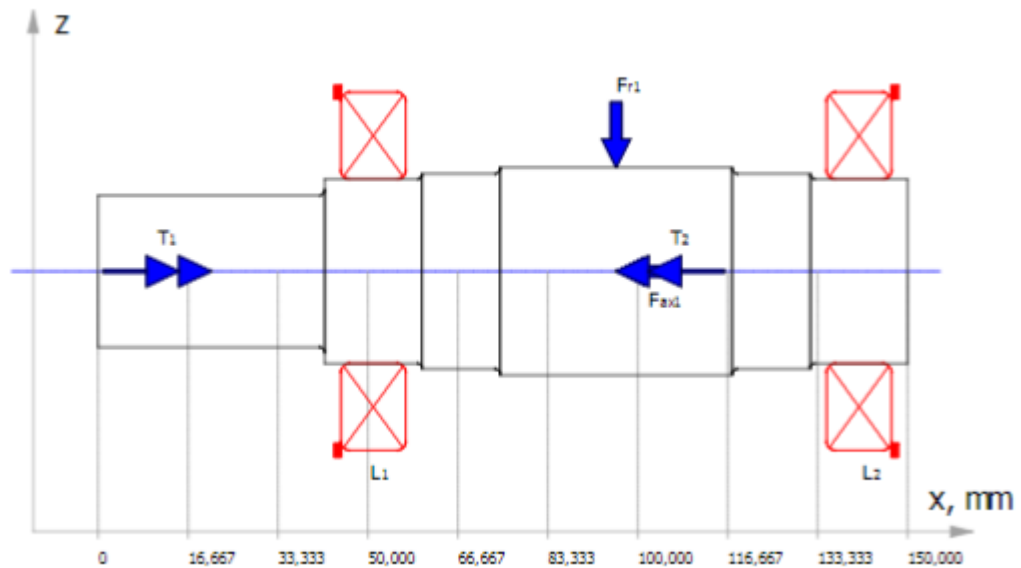
Scheme de încărcare



Date de intrare

Schema arborelui conform schiței CATIA

Calculation graphic Z-X-plane



Valorile parametrilor geometrici ai tronsoanelor

Shaft geometry

Nr.	D_{a1} mm	D_{i1} mm	D_{a2} mm	D_{i2} mm	L mm	R_z μ m	r mm	d: mm	t: mm
1	28	0	28	0	42	3,2	1	0	0
2	34	0	34	0	18	1,6	0,8	0	0
3	36	0	36	0	14,5	6,3	1	0	0
4	38,28 6	0	38,28 6	0	43	3,2	1	0	0
5	36	0	36	0	14,5	6,3	0,8	0	0
6	34	0	34	0	18	1,6	0	0	0

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

Calculation of the deflection for point

x = 96 mm

Shaft speed

n : 2000 1/min

Considering weight - horizontal or vertical

horizontal shaft

Consider gyroscope effect?

No

Consider bearing stiffness?

No

Date despre rulmenți

Bearing

Nr.	Type =	Position x = mm	Radial bearing stiffness $c_r =$ N/m	Torsional bearing stiffness $c_\alpha =$ N·m	Bending bearing stiffness $c_\beta =$ N·m
1	Locating bearing ->	51	1e+015	0	0
2	Locating bearing <-	141	1e+015	0	0

Date privind caracteristicile încărcărilor**Loading Data**

Type of loading: tension-pressure

Dynamically pure cyclic

Type of loading: bending

Dynamically pure cyclic

Type of loading: torsion

Dynamically pure cyclic

Factor for maximum loading (tension-pressure)

1

Factor for maximum loading (bending)

1

Factor for maximum loading (torsion)

1

Date despre încărcarea cu forțe axiale**Axial forces F_{ax}**

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Radius = mm	Angle $\alpha =$ °
1	96	-1483	19,143	0

Date despre încărcarea cu forțe radiale**Radial forces F_r**

Nr.	Position x = mm	Amount = N	Angle $\alpha =$ °
1	96	-2689,8	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	88331	0	drive
2	96	88331	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 ?

yes

Load cycles until fatigue strength

$N_D = 1000000$

Required load cycles

$N_L = 10000000$

Slope exponent of S-N curve normal stress

$q_\sigma : 5$

Slope exponent of S-N curve shear stress

$q_\tau : 8$

Minimum safety against fatigue fracture

$S_{Dmin} = 1,2$

Minimum safety against residual deformation

$S_{Fmin} = 1,2$

Minimum safety against incipient crack with hard surface

$S_{Gmin} = 1,2$

Date despre material

Material Data

Strength values according to

MDESIGN database

Material designation

16MnCr5

Material number

1.7131

Gage diameter

$d_B = 16$ mm

For the gage diameter

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	Locating bearing ->	51	322,388	1344,9	1383	1483	0	0	0
2	Locating bearing <-	141	-311,798	1344,9	1380,57	0	0	0	0

Obs. Valorile forțelor de reacțiune R (rezultanta) 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

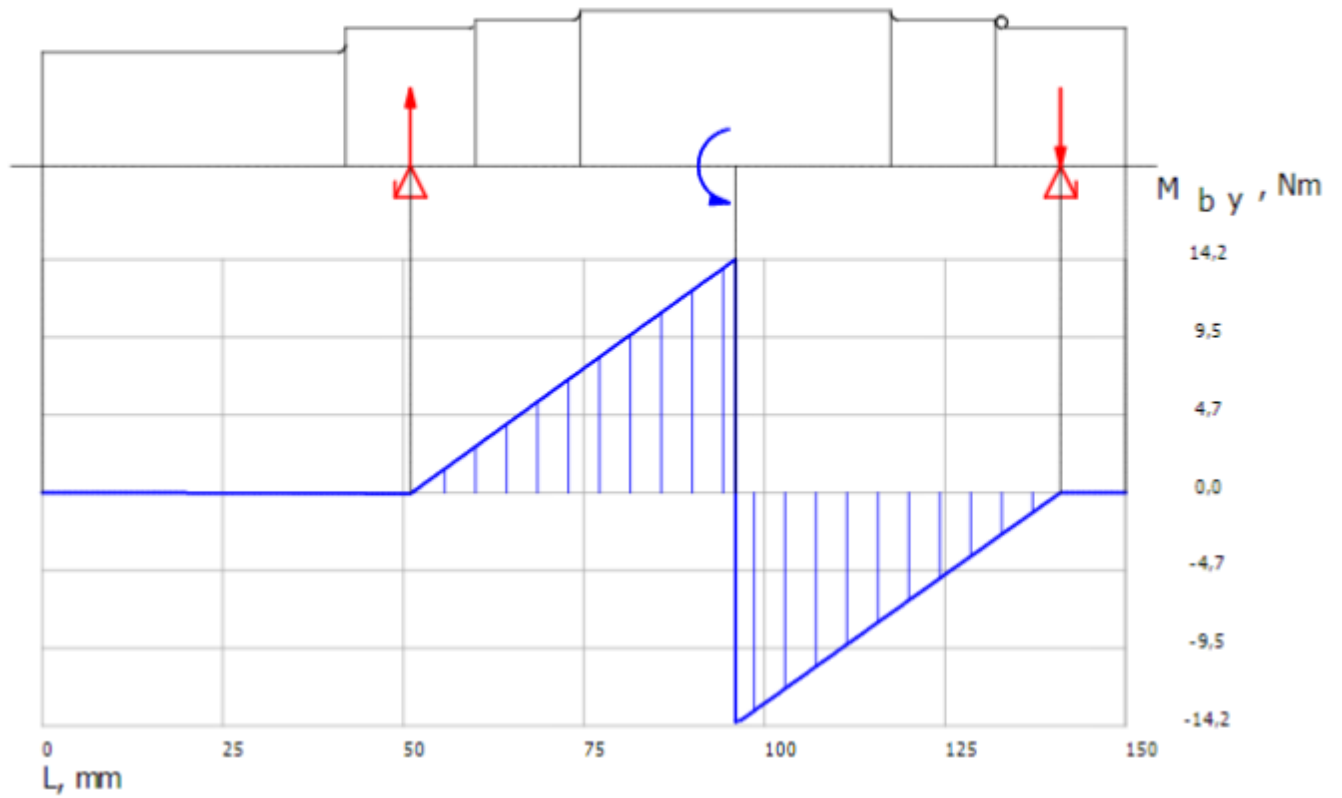


Diagrama momentelor de încovoiere în planul ZX

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

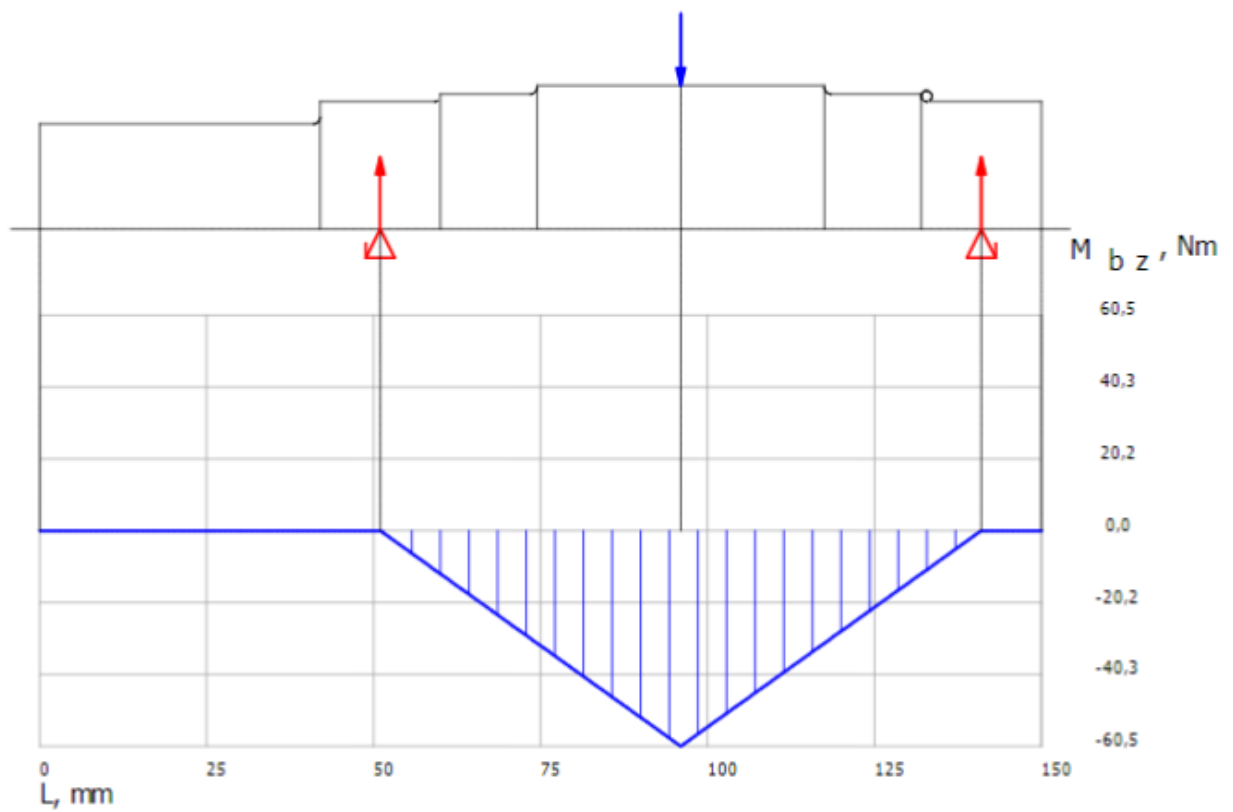
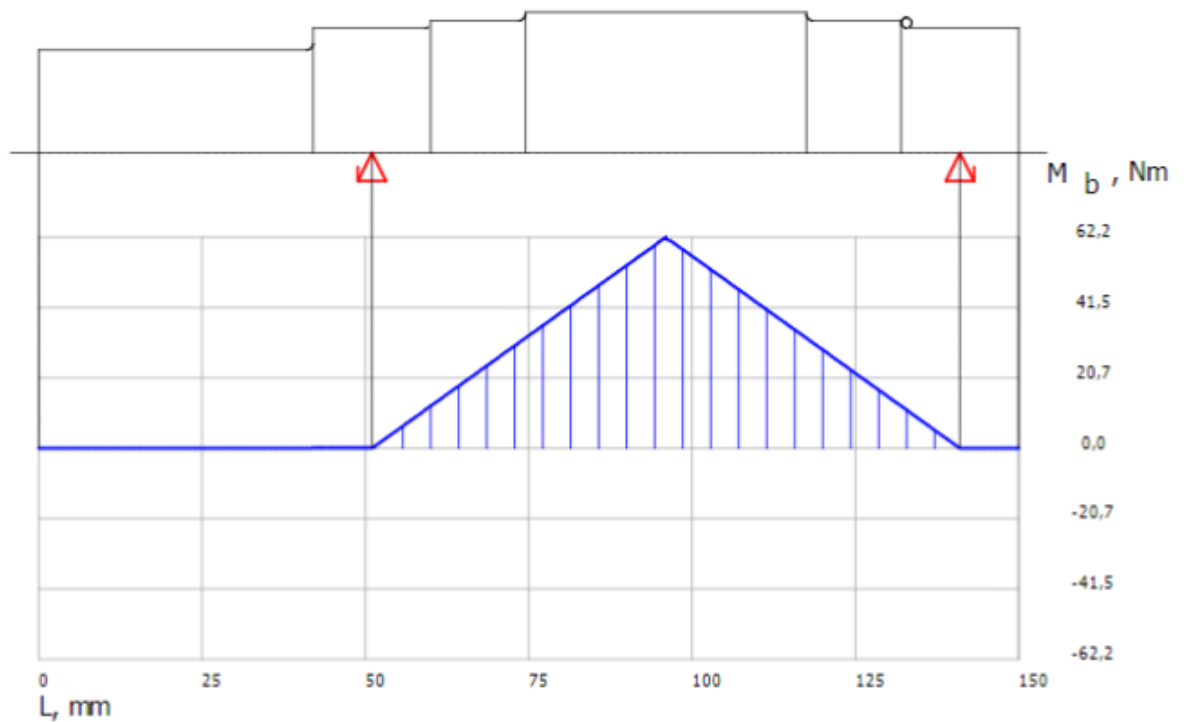


Diagrama momentelor de încovoiere rezultante

Trend of curve of the bending moment (combined characteristic)

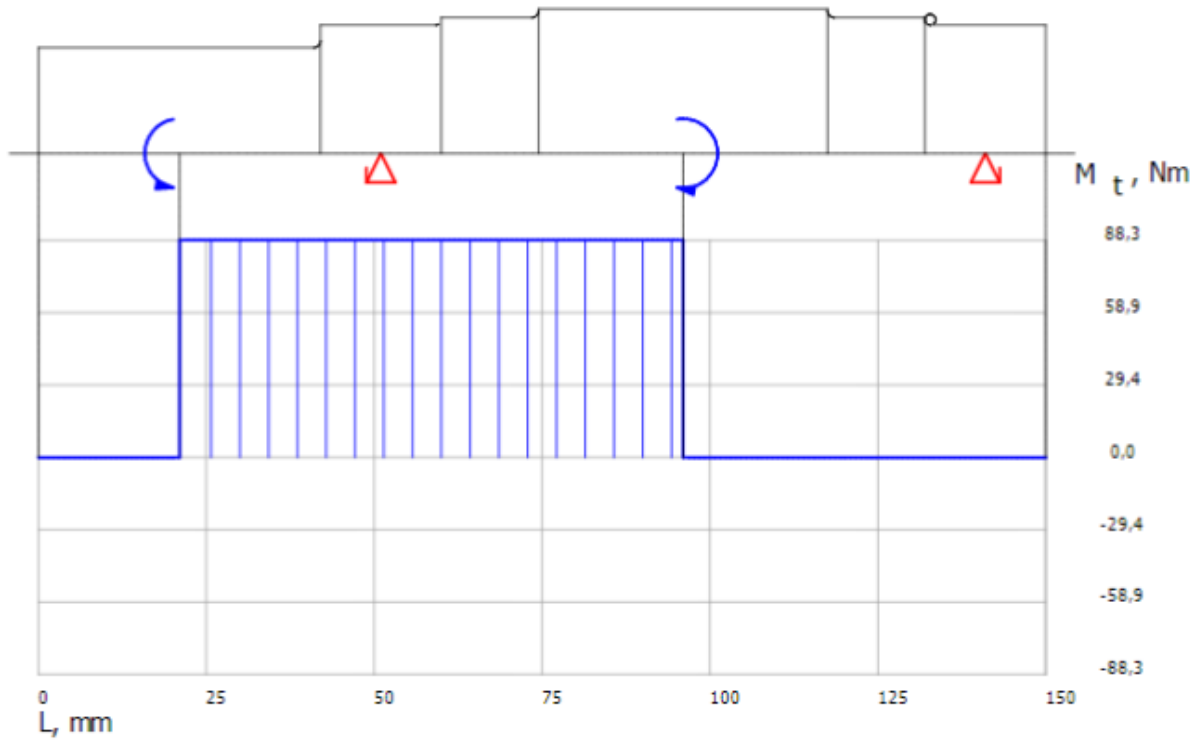


Resulting maximum bending moment:

Position	x	=	96	mm
Amount	M_{bmax}	=	62,175	N·m

Diagrama momentelor de torsiune

Trend of curve of the torsional moment

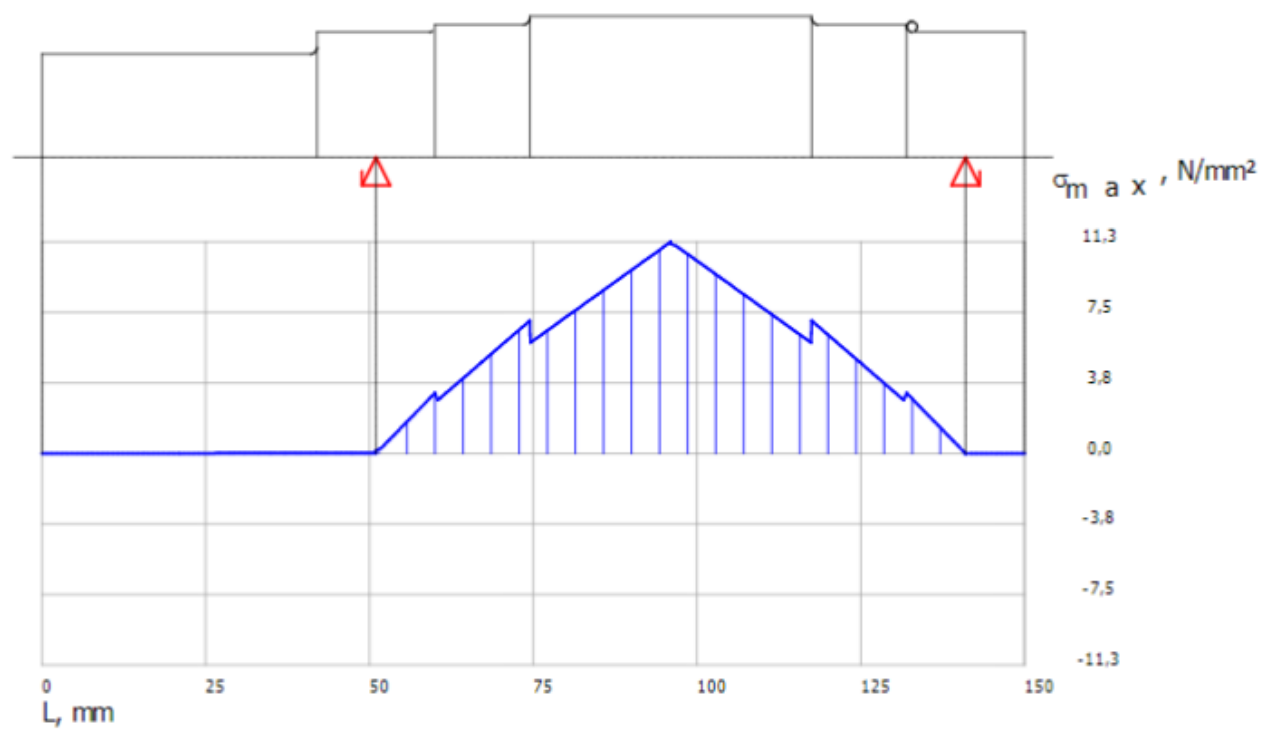


Resulting maximum torsional moment:

Position	x	=	21	mm
Amount	M_{tmax}	=	88,331	N·m

Diagrama tensiunilor de încovoiere rezultante

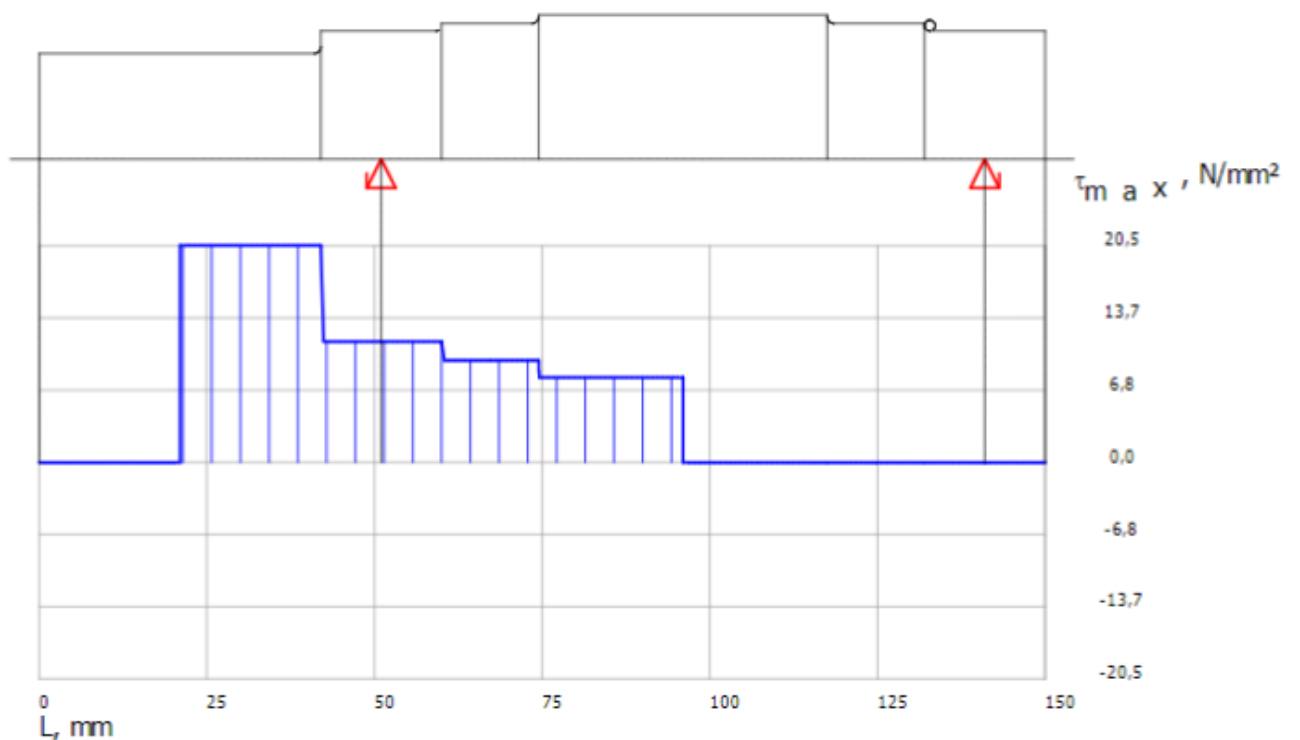
Maximum value of the bending stress (combined characteristic)



Resulting maximum bending stress:

Position	x	=	96	mm
Amount	σ_{bmax}	=	11,285	N/mm^2

Maximum value of the torsional stress (combined characteristic)

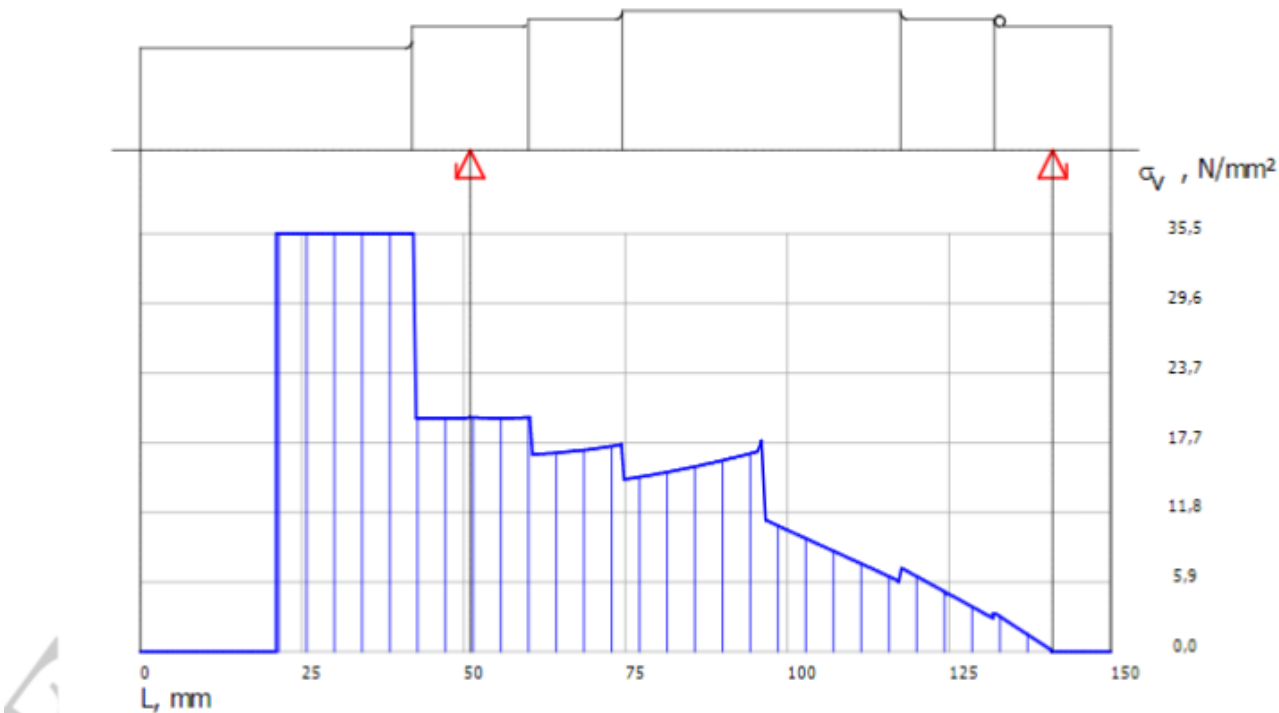


Resulting maximum torsional stress:

Position	x	=	21	mm
Amount	τ_{tmax}	=	20,493	N/mm ²

Diagrama tensiunilor echivalente

Equivalent stress development (resultant)

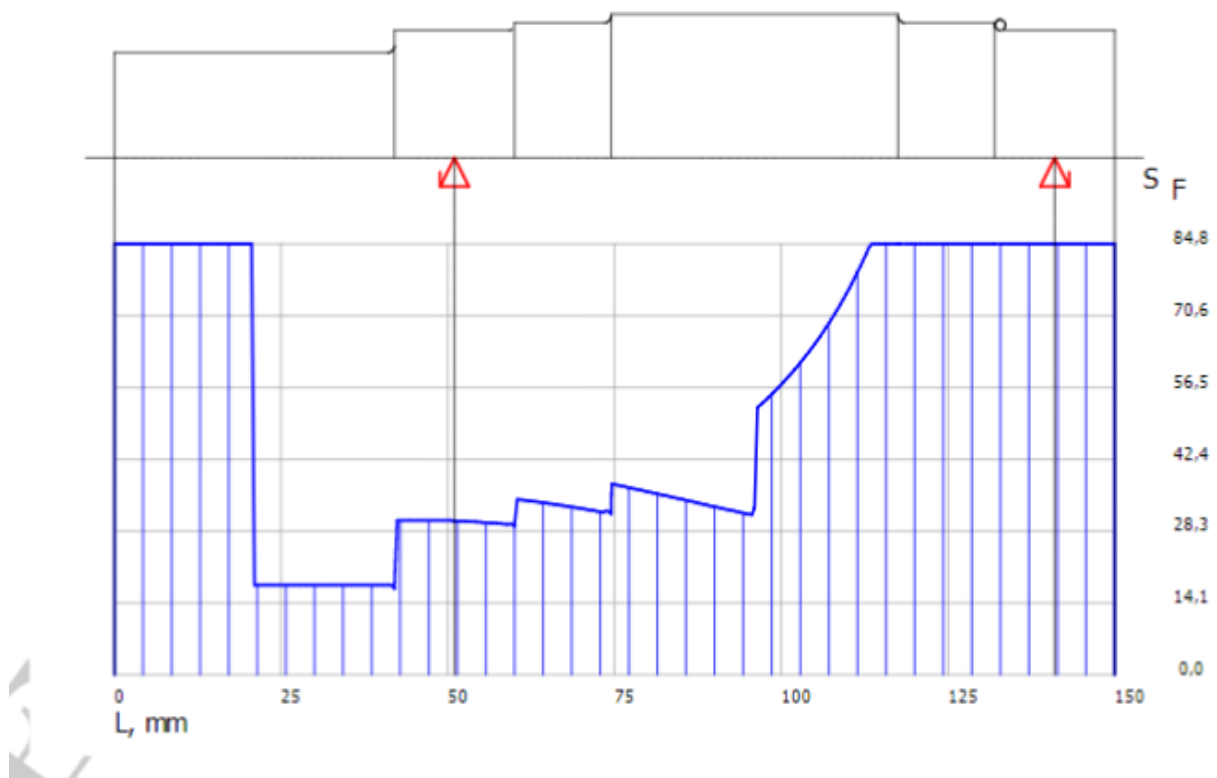


Resulting maximum equivalent stress:

Position	x	=	21	mm
Amount	σ_{vmax}	=	35,495	N/mm ²

Diagrama coeficientului de siguranță

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



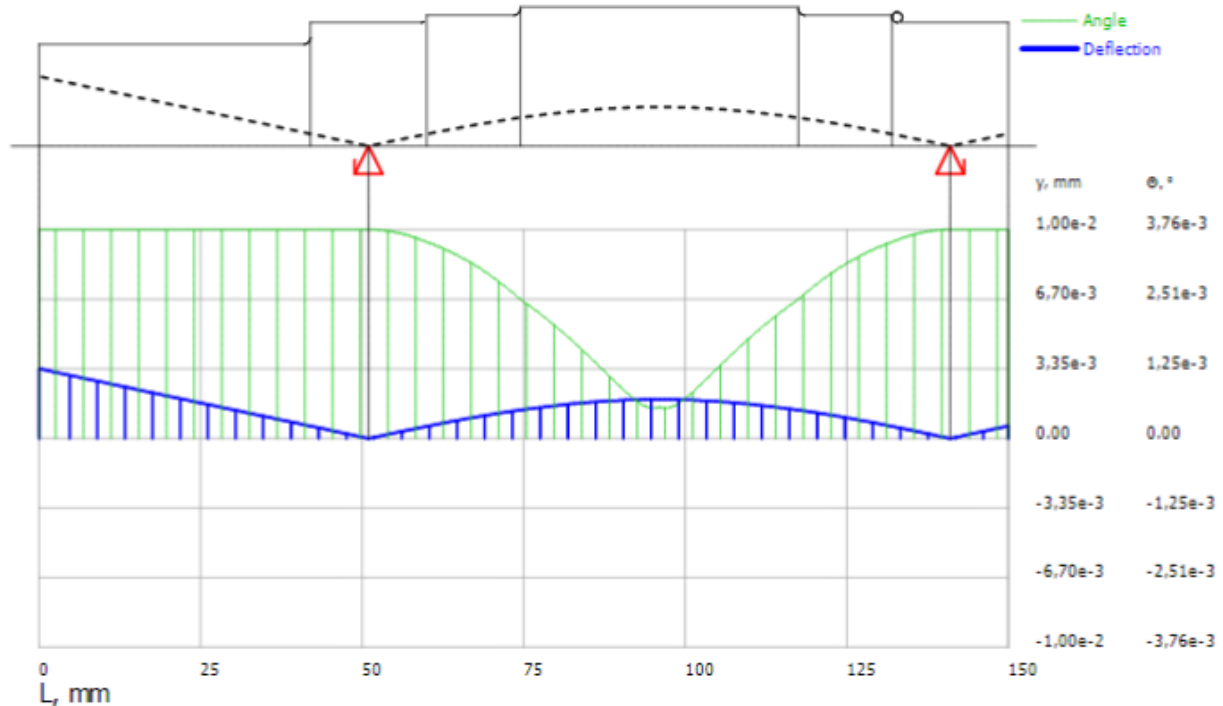
Minimum safety against yielding:

Position	x	=	42	mm
Amount	S _F	=	16,952	

Verificarea arborelui de intrare la solicitări compuse
 $S_{Fmin} \geq S_F$ cu $S_{Fmin} = 11,217$; $16,592 > 1,2$ (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 $y_{\max} = 0,003348$ mm

Angle of the maximum deflection:

Position $x = 50,143$ mm

Amount $\Theta = 0,003761$ °

Calculation results for point

$x = 96$ mm

Trend of curve of the transverse force
deflection

$Q_x = 1381,548$ N

$y_x = 0,001878$ mm

Angle of deflection

$\Theta = 0,00056$ °

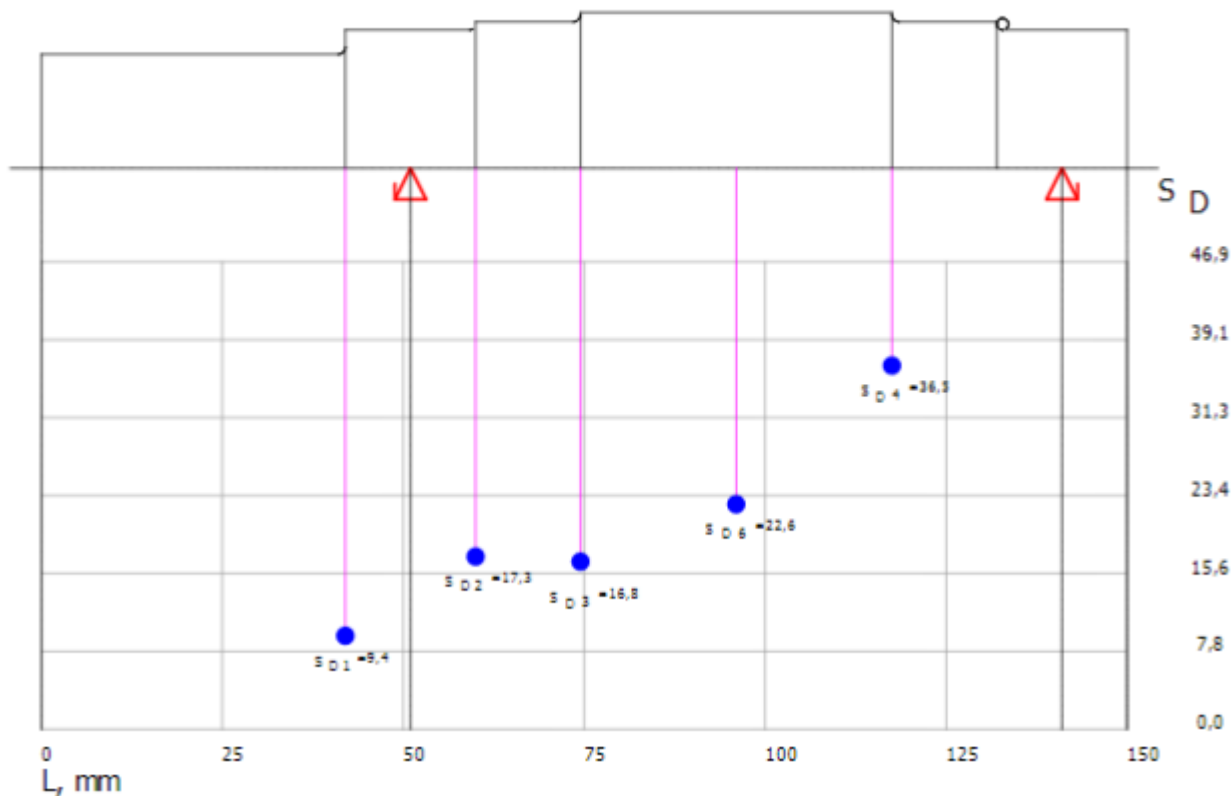
Verificarea arborelui la deformații flexionale

- verificarea la deformații liniare (săgeți) în zona angrenajului, $y_x \leq y_a$; $y_a = (0,01 \dots 0,03) \cdot 4 = 0,04 \dots 0,12$ mm;
 $0,001878 < 0,04 \dots 0,12$ mm (se verifică)
- verificarea la deformații liniare (săgeți) maxime: $y_{\max} \leq y_a$; $y_a = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 181 = 0,0452$ mm;
 $0,003348 < 0,0452$ mm (se verifică);
- verificare la deformații unghiulare (rotiri) maxime în lagăre: $\Theta_{\max} \leq \Theta_a$; $\Theta_a = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot 180/\pi = 0,97^\circ$;
 $0,003761 < 0,97^\circ$ (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 = 9,376

Verificarea arborelui intermediar la solicitări variabile (oboseală)

$S_{Dmin} \geq S_D$: 9,376 > 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 ω rad/s
1	9972,69	1044,34
2	794768,86	83228
3	1293572,19	135462,56
4	1916498,61	200695,27
5	2612433	273573,34

Turațiile și vitezele critice la încovoiere

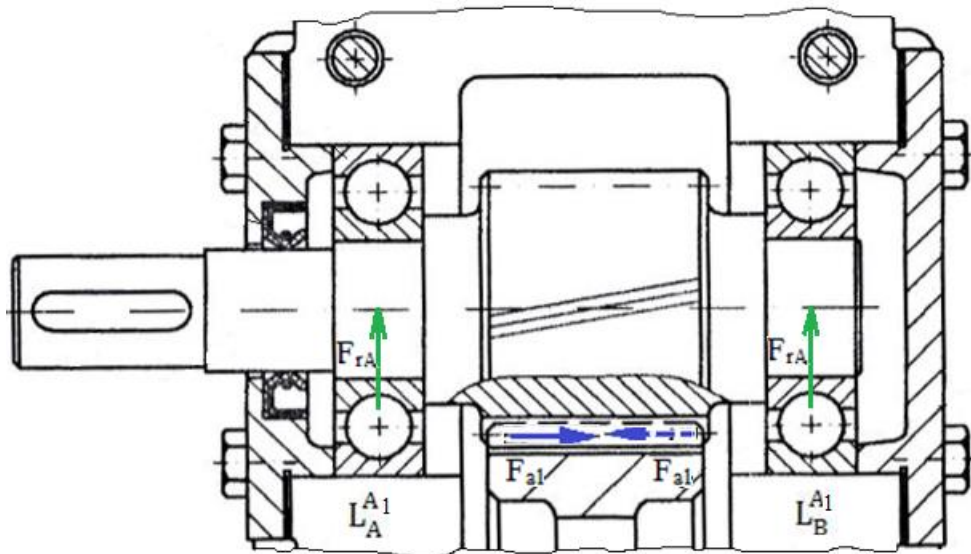
No.	Critical shaft speed values n_b 1/min	Eigenfrequencies ω rad/s
1	315076,69	32994,75
2	578193,57	60548,29
3	1457528,83	152632,06
4	1679194,72	175844,86
5	2537408,65	265716,81

Verificarea la vibrații

- *torsionale*, $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$:
 $(0 \dots 2000) \neq (0,8 \dots 1,2) 9972,69$;
 $(0 \dots 2000) \neq (7978,152 \dots 11967,228)$ rot/min (se verifică).
- *flexionale (de încovoiere)*, $(0 \dots n) \neq (0,8 \dots 1,2)f_0$: $(0 \dots 2000) \neq (0,8 \dots 1,2) 31507,69$;
 $(0 \dots 2000) \neq (25206,152 \dots 37809,228)$ rot/min (se verifică).

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: $F_{rA} = 1383 \text{ N}$, $F_{rB} = 1380,57 \text{ N}$
- axiale: $F_{a1} = \pm 1483 \text{ N}$; 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 7208-B-JP) cu sarcina dinamică de bază $C = 32000 \text{ N}$, din catalog pentru rulmenți..

Factorii de influență pentru calcul

Deoarece $\frac{F_a}{F_{rA}} = 1,07$ respectiv $\frac{F_a}{F_{rB}} = 1,07$ am ales următorii factori de influență din tabel :

$e = 1,14$, $X = 1$, $Y = 0,55$.

Turația arborelui

Rulmenții se rotesc cu turația arborelui de intrare, $n = n_1 = 2000$ rot/min.

Durata de funcționare

Durata de funcționare a rulmenților este egală cu cea impusă RCil, $L_{h \text{ imp}} = 9000$ ore.

Sarcinile dinamice echivalente (rulmentul cel mai încărcat)

Pentru rulmentul din lagărul $L_A^{A_1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rA}} = \frac{1483}{1383} = 1,07 < e = 1,14$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_A = X F_{rA} + Y F_{a1} = 1 * 1383 + 0,55 * 1483 = 2198,65 \text{ N.}$$

Pentru rulmentul din lagărul $L_B^{A_1}$

$$\frac{F_{a1}}{F_{rB}} = \frac{1483}{1380,57} = 1,07 < e = 1,14;$$

Sarcina dinamică echivalentă,

$$P_B = X F_{rB} + Y F_{a1} = 1 * 1380,57 + 0,55 * 1483 = 2196,22 \text{ N.}$$

Deoarece, $P_A > P_B$, rezultă că rulmentul din lagărul $L_A^{A_1}$ este cel mai încărcat

Verificarea rulmentului cel mai încărcat

Determinarea durabilității rulmentului cel mai încărcat

$$L_A = \left(\frac{C}{P_A} \right)^p = \left(\frac{32000}{2198,65} \right)^3 = 3083,057 \text{ milioane de rotații.}$$

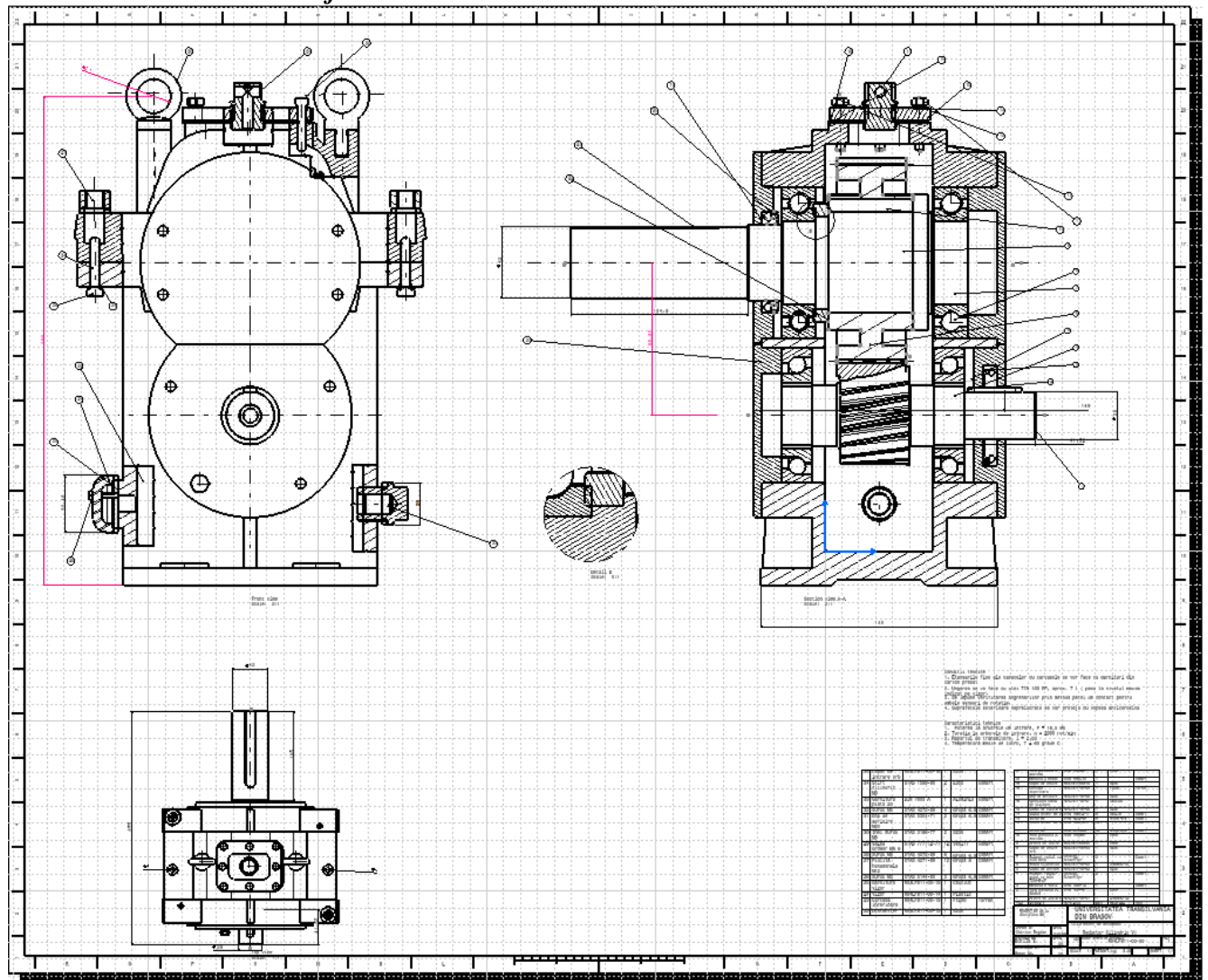
Determinarea duratei de funcționare a rulmentului cel mai încărcat

$$L_{hA} = \frac{L_A 10^6}{n_1 60} = \frac{3083,057 \cdot 10^6}{2000 \cdot 60} = 25692,141 \text{ ore,}$$

Verificarea rulmentului cel mai încărcat

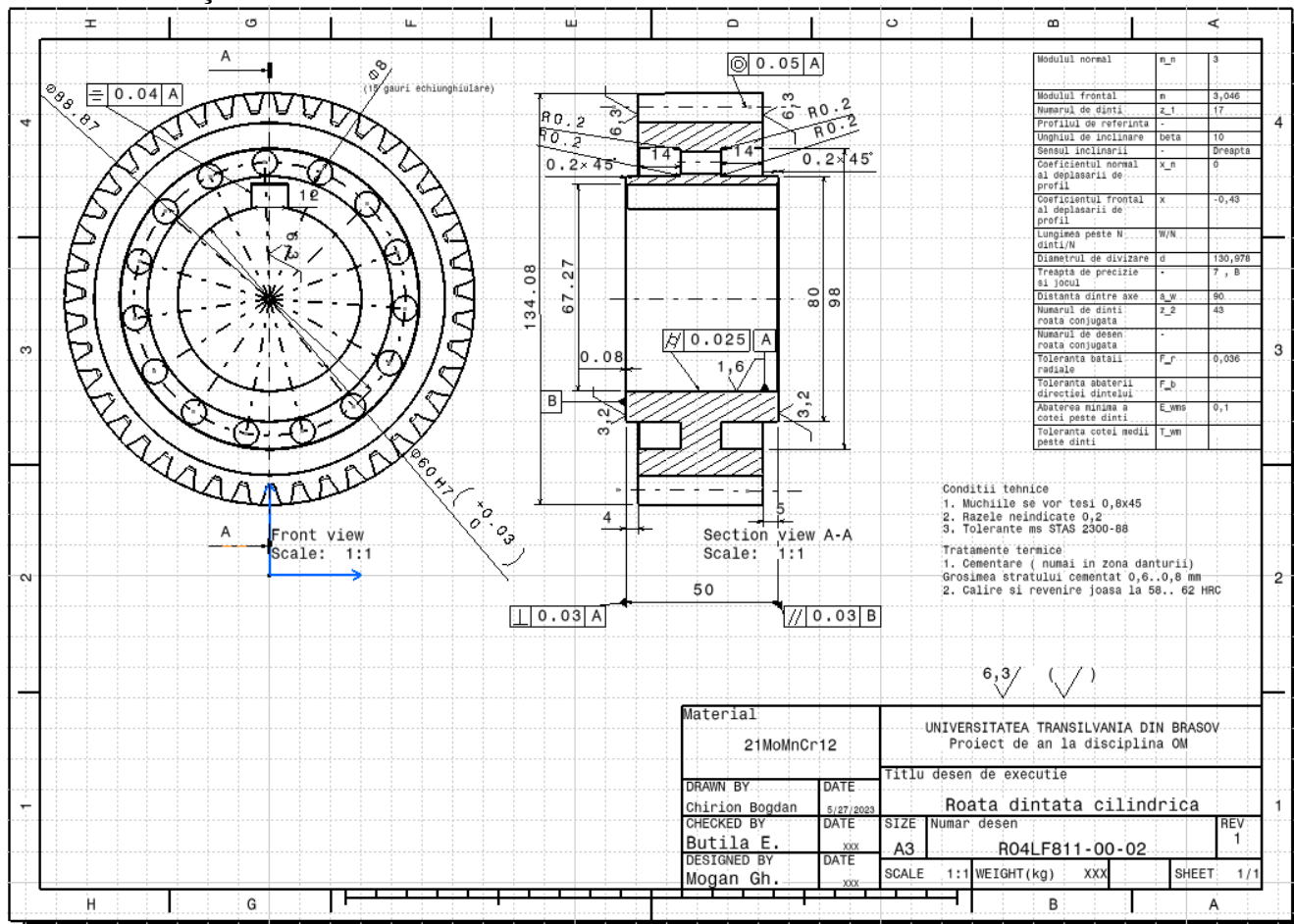
$$L_{hA} > L_{h \text{ imp}}; 25692,141 > 9000 \text{ (se verifică);}$$

15. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENULUI DE ANSAMBLU

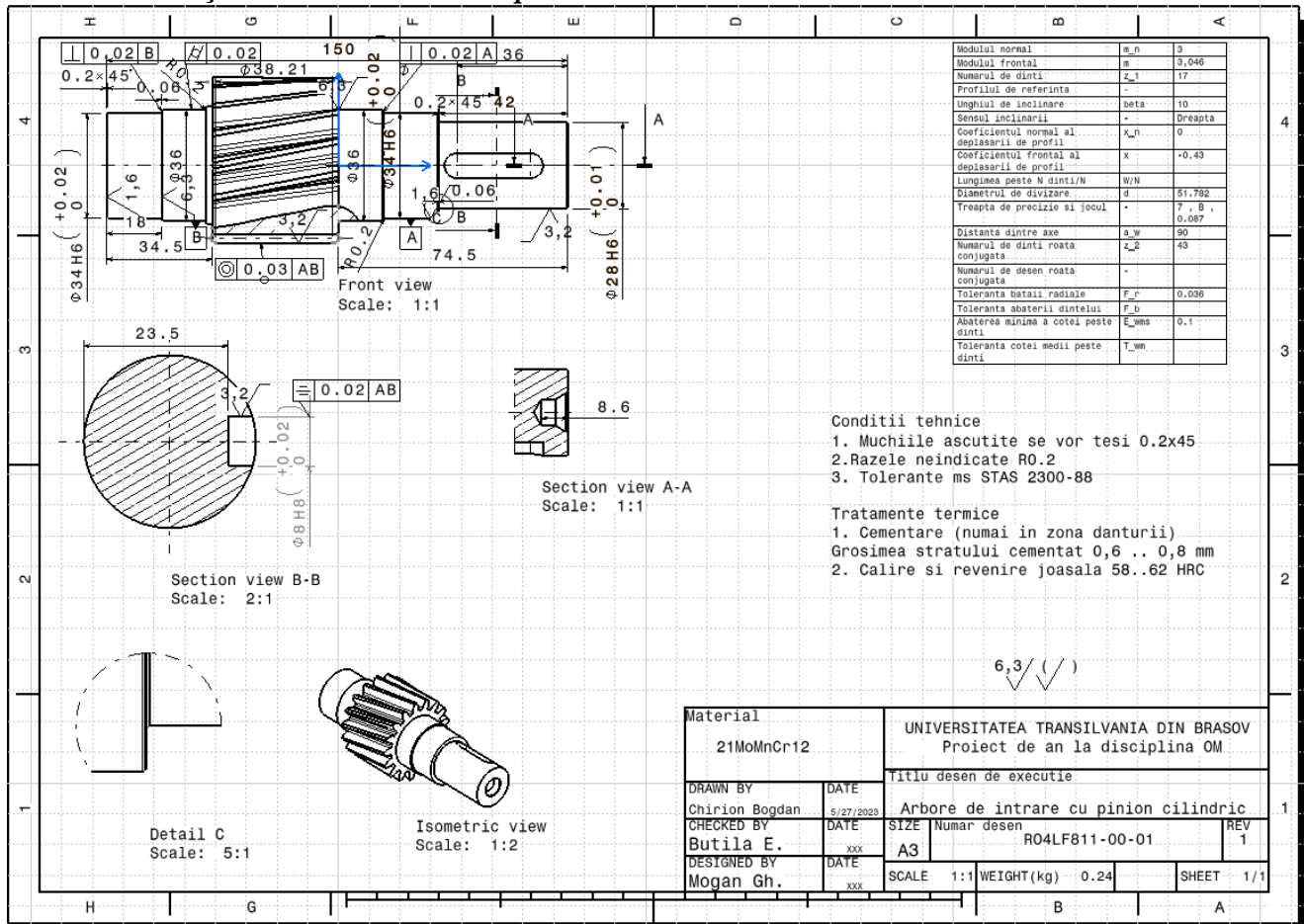


16. MODELAREA ȘI GENERAREA DESENELOR DE EXECUȚIE

Desen de execuție roată cilindrică cu dantură înclinată



Desen de execuție arbore de intrare cu pinion cilindric



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.rvv.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.