

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris
C.Z.U.: 621.71:621.83(043)

LEALIN STANISLAV

**ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE A
ANSAMBLURILOR TRANSMISIILOR PRECESIONALE**

242.05 - TEHNOLOGII, PROCEDEE ȘI UTILAJE DE PRELUCRARE

Teză de doctor în științe inginerești

Conducător științific: Sergiu Mazuru, dr. hab., conf. univ.

Consultant științific: Ion Bostan, Acad., dr. hab, prof. univ.

Autor: Lealin Stanislav, doctorand

CHIȘINĂU, 2024

© Lealin Stanislav, 2024

CUPRINS

ADNOTARE	5
АННОТАЦИЯ	6
ANNOTATION.....	7
LISTA TABELELOR	8
LISTA FIGURILOR.....	12
LISTA ABREVIERILOR.....	26
INTRODUCERE	27
1. PRINCIPALELE PREVEDERI ALE TEORIEI LANȚURILOR DIMENSIONALE ȘI ANALIZA DIMENSIONALĂ. STUDIUL METODELOR EXISTENTE.....	34
1.1. Lanțuri dimensionale, schemele și ecuațiile lor.....	34
1.2. Probleme rezolvate cu ajutorul lanțurilor dimensionale.....	38
1.3. Metode de obținere a preciziei elementului de închidere și a calculului lanțurilor dimensionale	39
1.4. Metoda interschimbabilității complete și metoda maxim-minimă	39
1.5. Metoda interschimbabilității incomplete și metoda probabilistică.....	41
1.6. Metoda interschimbabilității de grup.....	42
1.7. Metoda de ajustare.....	43
1.8. Metoda de reglare	44
1.9. Metode de calcul al toleranțelor	45
1.10. Calculul lanțurilor dimensionale liniare și unghiulare	47
1.11. Calculul lanțurilor dimensionale plane și spațiale	48
1.12. Calculul lanțurilor dimensionale interconectate	49
1.13. Calculul lanțurilor dimensionale care conțin elemente-joc și elemente vectoriale	50
1.14. Analiza dimensională a mașinii	50
1.15. Analiza dimensională a unității de asamblare	52
1.16. Analiza dimensională a pieselor	52
1.17. Sarcinile analizei dimensionale a proceselor tehnologice	55
1.18. Concluziile la capitolul 1	58
2. CALCUL AUTOMATIZAT AL LANȚURILOR DIMENSIONALE TEHNOLOGICE. ÎMBUNĂTĂȚIREA FORMEI ROȚII-SATELIT	59
2.1. Analiza dimensională a structurilor folosind “Tollerance Tools”	61
2.2. Metode de analiză și calcul al toleranțelor	63
2.3. Elaborarea modelului roții-satelit a angrenajului precesional de tip A^B_{CX-CV}	65

2.4. Stress analysis. ANSYS.....	66
2.5. Calculul teoretic al roții-satelit a transmisiei precesionale tip 2K-H cu angrenaj A^B_{CX-CV}	69
2.6. Îmbunătățirea formei roții satelit a transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^B_{CX-CV}	72
2.7. Concluzii la capitolul 2.....	80
3. METODĂ DE REGLARE A JOCULUI AXIAL PENTRU TRANSMISIA PRECESIONALĂ. METODA DE CALCUL A LANȚULUI DIMENSIONAL ÎN MEDIUL ANALIZA TOLERANȚEI.....	81
3.1. Reglarea jocului axial în angrenajele de precesie cu ajutorul compensatorilor	81
3.2. Calculul lanțurilor dimensionale ale reductorului cu inele de compensare.....	84
3.3. Metoda de calcul al lanțului dimensional cu ajutorul Tolerance Analysis.....	94
3.4. Calculul lanțului dimensional al angrenajului precesional.....	103
3.5. Concluziile la capitolului 3.....	110
4. ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE ȘI A STRUCTURII CINEMATICE A NODULUI PRECESIONAL ÎN TRANSMISIA CU ANGRENĂRI A^B_{CX-CV} ȘI A^D_{CX-CV}...	111
4.1. Istoria transmisiilor precesionale și a procedeelor de prelucrare a dinților. Scurte date privind transmisiile planetare precesionale de tip 2K-H.....	111
4.2. Clasificarea transmisiilor planetare precesionale de tip 2K-H.....	113
4.3. Calculul detaliat și rezultatele simulării numerice a construcției optime a roții-satelit ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV}	114
4.4. Calculul sarcinilor-limită care acționează într-un angrenaj cu transmisie precesională de tip A^D_{CX-CV}	126
4.5. Simularea numerică a tensiunilor în angrenajul transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} . Identificarea celor mai solicitate elemente ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV}	130
4.6. Soluții propuse și simularea numerică repetată a tensiunilor în angrenaj, identificarea punctelor slabe ale transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV}	142
4.7. Îmbunătățirea modelelor mecanismului precesional cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV}	144
4.8. Concluzii la capitolul 4.....	147
CONCLUZII ȘI RECOMANDĂRI.....	148
BIBLIOGRAFIE	152
ANEXA 1.....	163
ANEXA 2.....	174
DECLARAȚIA PRIVIND ASUMAREA RĂSPUNDERII	223
CV-UL CANDIDATULUI.....	224

ADNOTARE

Lealin Stanislav, Argumentarea preciziei de execuție a ansamblurilor transmisiilor precesionale, teză de doctor în științe inginerești, Chișinău, 2024

Structura tezei: introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie cu 123 referințe, 2 anexe, 105 pagini de text principal (până la bibliografie), 213 figuri, 35 tabele. Rezultatele au fost publicate în 5 lucrări științifice, s-au obținut 2 brevete de invenție.

Cuvinte-cheie: roată-satelit, indice masă-gabarit, calculul tensiunilor, analiza dimensională, toleranțe, compensator pentru reglarea axială, transmisie precesională.

Scopul lucrării: argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

Obiectivele cercetării: în baza studiului metodelor de analiză a lanțurilor dimensionale se argumentează precizia de fabricație a componentelor de baza a transmisiei precesionale de tipul 2K-H, se optimizează construcția roții-satelit a transmisiei, sunt elaborate soluții tehnice privind optimizarea constructivă și tehnologia de asamblare a mecanismului de transformare a mișcării de rotație a arborelui manivela în mișcare sfero-spațială a roții-satelit cu flotație axială și tangențială în angrenare de tip A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . Sunt propuse soluții tehnice care permit argumentarea preciziei de execuție a pieselor de baza ale transmisiilor precesionale, ce permite reducerea consumului de materiale, costurilor și timpului de fabricație.

Noutatea și originalitatea științifică: în premieră s-a efectuat analiză lanțurilor dimensionale ale transmisiei precesionale de tip 2K-H, a fost optimizată construcția transmisiei, sau realizat simulării numerice a nodului precesional cu mișcare sfero-spațială, s-a elaborat mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sfero-spațială a roții-satelit în angrenările A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D cu reducerea cerințelor de precizie a pieselor componente.

Semnificația teoretică: pe baza metodicii de calcul a lanțurilor dimensionale cu programul „Tolerance Tools”, au fost obținute noi cunoștințe care au permis elaborarea metodicii de reglare a angrenării dinților roții-satelit și a roților centrale ale angrenajelor de tip A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . Se propune utilizarea unor compensatoare speciale de reglare axială a poziționării roților angrenare sub formă de inele cu pas reglabil. Se propune metoda de calcul automatizat a lanțurilor dimensionale, a cărei aplicare permite evitarea calculelor complicate, excluderea utilizării metodei tabelare, determinarea toleranțelor optime, reducerea costurilor de producție și, de asemenea, dezvoltarea potențialelor probleme de producție.

Implementarea rezultatelor științifice: metodologia simulărilor numerice efectuate a fost implementată în compania cu capital străin S.R.L. "ISDP" Î.C.S., specializată în proiectarea și calcularea instalațiilor industriale. Actul de implementare se află în Anexa 1.

АННОТАЦИЯ

Лялин Станислав, Аргументация точности исполнения узлов прецессионных передач, докторская диссертация в области инженерии, Кишинэу, 2024

Структура диссертации: введение, четыре главы, главные выводы и рекомендации, библиография 123 пункта, 2 приложения, 105 страниц основного текста (до библиографии), 213 рисунков, 35 таблиц. Результаты были опубликованы в 5 научных работах, получено 2 патента на изобретение.

Ключевые слова: сателлитное колесо, масса-габаритный показатель, расчет напряжений, размерный анализ, допуски, компенсатор осевой регулировки, прецессионный редуктор.

Цель работы: обоснование точности изготовления, снижение затрат производства и улучшение качества технологических процессов путем оптимизации допусков узлов прецессионных передач.

Задачи работы: на основе изучения методов анализа размерных цепей обоснована точность изготовления основных компонентов прецессионной передачи типа 2К-Н, оптимизирована конструкция сателлитного колеса, разработаны технические решения по оптимизации конструкции и технологии сборки механизма преобразования вращательного движения кривошипного вала в пространственно-сферическое движение сателлитного колеса с одной неподвижной точкой сателлитного колеса с зацеплением типа A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D . Предложены технические решения, позволяющие обосновать точность изготовления основных компонентов прецессионных передач, а также позволяют снизить себестоимость и времена на их производство.

Научная новизна: впервые был проведен анализ размерных цепей прецессионной передачи типа 2К-Н, оптимизирована конструкция передачи типа 2К-Н, произведено компьютерное моделирование прецессионного узла с пространственно-сферическое движением, разработан механизм преобразования вращательного движения кривошипного вала в пространственно-сферическое движение сателлитного колеса в зацеплениях типа A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D с уменьшением требований к точности изготовления деталей.

Теоретическая ценность: на основе методики расчета размерных цепей с использованием программы "Tolerance Tools" были получены новые данные, которые позволили разработать методику регулирования которые позволили разработать методику регулировки зазора зацепления зубьев сателлитного колеса и центральных колес тип A_{cx-cv}^B и A_{cx-cv}^D . Предлагается использование специальных компенсаторов для осевой регулировки положения зацепляющих колес в виде колец с регулируемым шагом. Предлагается методика автоматизированного расчета размерных цепей, применение которой позволяет избежать сложных расчетов, исключить использование таблиц, определить оптимальные допуски, снизить затраты на производство и выявить потенциальные производственные проблемы.

Внедрение научных результатов: методология проведенных симуляции была внедрена в компанию с иностранным капиталом S.R.L. "ISDP" Î.C.S., специализирующуюся на проектировании промышленных установок. Акт о внедрении находится в Приложении 1.

ANNOTATION

Lealin Stanislav, Augmenting the execution precision of precessional transmission assemblies, PhD dissertation in engineering sciences, Chişinău, 2024

Dissertation structure: introduction, four chapters, general conclusions and recommendations, bibliography with 123 references, 2 appendices, 105 pages of main text (up to the bibliography), 213 figures, 35 tables. The results have been published in 5 scientific conferences, and 2 invention patents have been obtained.

Keywords: satellite wheel, mass-size index, stress calculation, dimensional analysis, tolerances, compensator for axial adjustment, precessional transmission.

Research objective: the argumentation of manufacturing precision, reduction of production costs, and improvement of the quality of technological processes through the optimization of tolerances in precessional transmission assemblies.

Research tasks: based on the study of dimensional chain analysis methods, the manufacturing precision of basic components of the 2K-H precessional transmission has been argued. The construction of the satellite wheel of the transmission has been optimized, and technical solutions for constructive optimization and assembly technology of the mechanism for transforming the rotary motion of the crankshaft into a spherically spatial motion of the satellite wheel with axial and tangential flotation in the engagement of type A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D have been developed. Technical solutions have been proposed to justify the precision of execution of basic parts of precessional transmissions, reduce material consumption, costs, and manufacturing time.

Scientific value: for the first time, dimensional chain analysis of type 2K-H precessional transmission has been performed, the transmission construction has been optimized, or numerical simulations of the precessional node with spherically spatial motion have been conducted, the mechanism transforming the rotational motion of the driving shaft into spherically spatial motion of the satellite wheel in the engagements A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D with reduced precision requirements of component parts has been developed.

Theoretical value: based on the dimensional chain calculation methodology using the "Tolerance Tools" program, new knowledge has been obtained allowing the development of a methodology for adjusting the clearance of satellite wheel teeth and central wheels of A_{cx-cv}^B and A_{cx-cv}^D type engagements. The use of special compensators for axial adjustment of the positioning of meshing wheels in the form of rings with adjustable steps is proposed. An automated dimensional chain calculation methodology is proposed, the application of which avoids complex calculations, eliminates the use of tabular methods, determines optimal tolerances, reduces production costs, and reveals potential production problems.

Implementation of scientific results: the methodology of the conducted simulations has been implemented in the foreign-owned company "ISDP" S.R.L., specializing in the design and calculation of industrial installations. The implementation document located in Annex 1.

LISTA TABELELOR

<i>Tabelul</i>	<i>Pagina</i>
Tabelul 3.1. Valorile obținute ale elementelor compensatoare	87
Tabelul 3.2. Valorile obținute ale jocului de compensare	90
Tabelul 4.1. Proprietățile fizice ale variantă constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenaj de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	115
Tabelul 4.2. Setările parametrilor elementelor finite ale variantă constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	115
Tabelul 4.3. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) variantă constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	115
Tabelul 4.4. Forțele și momentele aplicate asupra unei roți-satelit în variantă constructivă optimizată cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	117
Tabelul 4.5. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale roții-satelit în variantă constructivă optimizată cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	117
Tabelul 4.6. Proprietățile fizice ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19$ mm, $i = -164$)	130
Tabelul 4.7. Setările parametrilor elementelor finite ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19$ mm, $i = -164$)	130
Tabelul 4.8. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roți centrale, roata-satelit) transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19$ mm, $i = -164$).....	130
Tabelul 4.9. Rezultatele simulărilor numerice de tensiuni ale roții-satelit cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19$ mm, $i = -164$).....	131

Tabelul A2.1. Proprietățile fizice ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	171
Tabelul A2.2. Setările parametrilor elementelor finite ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	171
Tabelul A2.3. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roți centrale, roata-satelit) transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	171
Tabelul A2.4. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	172
Tabelul A2.5. Proprietățile fizice ale variantei constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	180
Tabelul A2.6. Setările parametrilor elementelor finite ale variantei constructivă de bază a unei roți-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	180
Tabelul A2.7. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	180
Tabelul A2.8. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	181
Tabelul A2.8. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale variantei constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	188
Tabelul A2.9. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	188
Tabelul A2.10. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 1 a roți-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	188

Tabelul A2.11. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	188
Tabelul A2.12. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	189
Tabelul A2.13. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	196
Tabelul A2.14. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 2 a unei roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	196
Tabelul A2.15. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	196
Tabelul A2.16. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	197
Tabelul A2.17. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	204
Tabelul A2.18. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 3 a roți-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	204
Tabelul A2.19. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	204
Tabelul A2.20. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	205
Tabelul A2.21. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	212

Tabelul A2.22. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 4 a roți-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	212
Tabelul A2.23. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	212
Tabelul A2.24. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	213

LISTA FIGURILOR

<i>Figura</i>	<i>Pagina</i>
Fig. 1.1. Scheme de lanțuri dimensionale, lanț dimensional sub formă de grafuri	34
Fig. 1.2. Scheme de lanțuri dimensionale cu elemente de creștere și descreștere	35
Fig. 1.3. Schema de calcul al preciziei elementului de închidere prin metoda interschimbabilității	42
în grup.....	42
Fig. 1.4. Metoda reglării cu utilizarea compensatorului mobil	44
Fig. 1.5. Lanț dimensional unghiular.....	47
Fig. 2.1. Schema de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale tehnologice	60
Fig. 2.2. Dimensiuni minime și maxime, valorile de bază ale abaterii nominale.....	62
Fig. 2.3. Elementele constitutive ale toleranței de suprapunere	63
Fig. 2.4. Schema de repartizare a rețelei cu elemente finite (exemplu)	66
Fig. 2.5. Logo-ul programului ANSYS	67
Fig. 2.6. Schema analizei speciale a dinamicii repartizării turbulențelor în mediul ANSYS	67
Fig. 2.7. Schema analizei speciale a fluxurilor de aer în mediul ANSYS.....	68
Fig. 2.8. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiunea echivalentă conform Von Mises, MPa	71
Fig. 2.9. Exemplu de rețea cu elemente finite. Elemente: 56794 bucăți	72
Fig. 2.10. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară în mm	73
Fig. 2.11. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Secțiune.....	74
Fig. 2.12. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 1.....	75
Fig. 2.13. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 1. Deformarea liniară în mm	75
Fig. 2.14. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 2.....	76

Fig. 2.15. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 2. Deformarea liniară în mm	76
Fig. 2.16. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 3.....	77
Fig. 2.17. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 3. Deformarea liniară în mm	77
Fig. 2.18. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 4.....	78
Fig. 2.19. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 4. Deformarea liniară în mm	78
Fig. 2.20. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară în mm	79
Fig. 2.21. Varianta constructivă de bază a corpului roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Varianta constructivă optimizată a corpului roții-satelit este marcată prin culoarea verde [82].....	79
Fig. 3.1. Subansamblul angrenaj de tipul A^B_{cx-cv} roata centrală mobilă–coroana roții-satelit....	83
Fig. 3.2. Subansamblul angrenaj de tipul A^B_{cx-cv} roata centrală imobilă–coroana roții-satelit...83	
Fig. 3.3. Lanțul dimensional al compensatorului transmisie planetară precesională pentru asigurarea jocului funcțional	84
Fig. 3.4. Secțiunea unui reductor precesional cu tipul de angrenaj A^B_{cx-cv} cu un element compensator.....	85
Fig. 3.5. Lanțul dimensional al reductorului precesional de tipul A^B_{cx-cv} cu un element compensator.....	86
Fig. 3.6. Schema valorilor treptelor compensatorului	88
Fig. 3.7. Secțiunea axială a reductorului precesional de tipul A^B_{cx-cv} cu două elemente compensatoare	89
Fig. 3.8. Lanțul dimensional al reductorului precesional de tipul A^B_{cx-cv} cu două elemente funcționale	90
Fig. 3.9. Lanțuri dimensionale ale compensatorului pentru determinarea jocului funcțional al reductorului precesional de tipul A^B_{cx-cv}	90
Fig. 3.10. Scheme cu pasul treptelor compensatoare 0,31 (a) și 0,07 (b).....	91

Fig. 3.11. Schema compensatoarelor în secțiune.....	92
Fig. 3.12. Schema compensatoarelor suplimentare în secțiune.....	93
Fig. 3.13. Modelul special de analiză a Tolerance Analysis	94
Fig. 3.14. Crearea unui nou lanț dimensional New Stackup	94
Fig. 3.15. Suprafața frontală de contact al arborelui transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	95
Fig. 3.16. Suprafețele rulmentului transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	95
Fig. 3.17. Suprafețele roții-satelit a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	96
Fig. 3.18. Suprafețele rulmentului transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	96
Fig. 3.19. Dimensiunile totale ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	97
Fig. 3.20. Dimensiunile elementului de închidere al lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	97
Fig. 3.21. Secțiunea XY a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	98
Fig. 3.22. Lanțul dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	98
Fig. 3.23. Setarea toleranțelor elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	99
Fig. 3.24. Rezultatul abaterii elementului de închidere al lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)	100
Fig. 3.25. Influența valorii toleranțelor elementelor în corelație procentuală a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).....	100
Fig. 3.26. Rezultatele conform metodei celui mai rău caz pentru transmisia precesională cu	

angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	101
Fig. 3.27. Rezultatele conform metodei statistice pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	102
Fig. 3.28. Rezultatele conform metodei abaterii medii pătrate pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	102
Fig. 3.29. Rezultatele conform metodei probabilității de rebut la 1.000.000 de piese pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	103
Fig. 3.30. Calculul lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	104
Fig. 3.31. Calculul elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	104
Fig. 3.32. Calculul lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	105
Fig. 3.33. Dimensiunile elementelor și toleranțelor. Lanțul dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	106
Fig. 3.34. Influența valorii toleranțelor calculate (în raport procentual) ale elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	106
Fig. 3.35. Dimensiunea elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	107
Fig. 3.36. Rezultatele calculului utilizând metoda abaterii standard pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	108
Fig. 3.37. Rezultatele calculului utilizând metoda statistică pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)	108
Fig. 3.38. Rezultatele calculului utilizând metoda probabilității de rebut la 1.000.000 de piese pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).....	109
Fig. 4.1. Structura cinematică a transmisiei planetare precesionale de tipul 2K-H [71]	112

Fig. 4.2. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_1 = 26, Z_2 = 27, Z_3 = 22, Z_4 = 21, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Secțiune.....	113
Fig. 4.3. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Secțiune [71]	114
Fig. 4.4. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Suprafețele de fixare	116
Fig. 4.5. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Suprafețele de fixare	116
Fig. 4.6. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa	118
Fig. 4.7. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa	118
Fig. 4.8. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Prima tensiune de bază, MPa	119
Fig. 4.9. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A treia tensiune de bază, MPa.....	119
Fig. 4.10. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea, mm	120
Fig. 4.11. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficientul de siguranță	120
Fig. 4.12. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Rețeaua elementelor finite	121
Fig. 4.13. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunile în planul XX, MPa	121
Fig. 4.14. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunile în planul XY, MPa	122

Fig. 4.15. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiunile în planul XZ, MPa.....	122
Fig. 4.16. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiunile pe axa YY, MPa	123
Fig. 4.17. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiunile pe axa YZ, MPa.....	123
Fig. 4.18. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiunile în planul ZZ, MPa	124
Fig. 4.19. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformația pe axa X, mm	124
Fig. 4.20. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformația pe axa Y, mm	125
Fig. 4.21. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformația pe axa Z, mm	125
Fig. 4.22. Particularitățile constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări A^D_{CX-CV} [71]	126
Fig. 4.23. Conjugarea dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) în angrenările A^D_{CX-CV} cu corapoartele numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, în funcție de unghiul de precesie ψ : poziționarea unghiulară a arborelui conducător $\psi = 0^\circ$ (a); $\psi = 45^\circ$ (b) și $\psi = 225^\circ$ (c) [71].....	128
Fig. 4.24. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = - 164$) [71]	129
Fig. 4.25. Contactul multipar al dinților conjugați simultan în angrenarea de tip A^D_{CX-CV}	130
Fig. 4.26. Modelul 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = - 164$)	131
Fig. 4.27. Rulment cu auto-așezare 126 TN9	132
Fig. 4.28. Modul special al Autodesk Inventor Professional, “Stress Analysis”	132
Fig. 4.29. Momentul de torsiune acceptat pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = - 164$).....	133

Fig. 4.30. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa.....	135
Fig. 4.31. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). 1-a tensiune de bază, MPa	135
Fig. 4.32. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). A 3-ea tensiune de bază, MPa.....	136
Fig. 4.33. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Deformarea, mm	136
Fig. 4.34. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Coeficientul de siguranță	137
Fig. 4.35. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Tensiunea de contact, MPa	137
Fig. 4.36. Valoarea coeficientului de siguranță a rulmentului cu autoașezare. Momentul de torsiune de 15 Nm	138
Fig. 4.37. Amplasarea zonelor perechilor de dinți simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) cu roata imobilă (a) și cu roata mobilă (b) în angrenarea A^D_{CX-CV} . Tensiunea de contact după Von Mises, MPa	138
Fig. 4.38. Repartizează sarcinii între perechile de dinți (metal-metal) simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)	140
Fig. 4.39. Transmisia precesională (cu roată dințată a roții-satelit fabricată dintr-un material compozit) cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).....	140
Fig. 4.40. Repartizează sarcinii între perechile de dinți (metal-plastic) simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)	141
Fig. 4.41. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV}	141
($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), mm.....	141
Fig. 4.42. Caracteristicile tehnice ale noului rulment 129 TN9	142
Fig. 4.43. Construcția nouă a modelului 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul..	142

A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, \dots$	142
$R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	142
Fig. 4.44. Construcția nouă a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Tensiunea după Von Mises, MPa	143
Fig. 4.45. Simularea numerică a construcției noi a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$). Coeficientul de siguranță	143
Fig. 4.46. Arborele conducător. Construcție existentă	144
Fig. 4.47. Proiectarea arborelui conducător al transmisiei precesionale cu locaș sub rulment înclinat sub unghiul Θ în transmisia precesională cu angrenări A^D_{CX-CV}	145
Fig. 4.48. Arborele conducător al transmisiei precesionale. Modelul propus	146
Fig. 4.49. Proiectarea arborelui conducător al transmisiei precesionale actualizat cu angrenări A^D_{CX-CV}	146
Fig. A1.1. Brevet de invenție de scurta durata Nr.1217	163
Fig. A1.2. Brevet de invenție de scurta durata Nr.4731	164
Fig. A1.3. Conferința Internațională “IManEE 2018”	165
Fig. A1.4. Expoziția internațională: “Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO INVENT”	165
Fig. A1.5. Expoziția internațională: “Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation”	166
Fig. A1.6. Expoziția internațională: “Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO INVENT”	166
Fig. A1.7. Expoziția internațională: “Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation”	167
Fig. A1.8. Expoziția Internațională Specializată „INFOINVENT”	168
Fig. A1.9. Conferința Internațională IManEE 2018	169
Fig. A1.10. Revista Tehnomus 2021	169
Fig. A1.11. Expoziția internațională „PRO BIOM”	170
Fig. A1.12. Cerere de brevet de invenție	171
Fig. A1.13. Expoziția internațională “INVENTICA 2023”	172
Fig. A1.14. Actul de implementare	173
Fig. A2.1. Setările transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)	175

Fig. A2.2. Tensiune echivalentă a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) de Von Mises, MPa	177
Fig. A2.3. 1-a tensiune de bază a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), MPa.....	177
Fig. A2.4. A 3-ea tensiune de bază a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), MPa.....	178
Fig. A2.5. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), mm.....	178
Fig. A2.6. Coeficient de siguranță al transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)	179
Fig. A2.7. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XX, MPa	179
Fig. A2.8. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XY, MPa.....	180
Fig. A2.9. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XZ, MPa	180
Fig. A2.10. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 15^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm) pe axa X, mm.....	181
Fig. A2.11. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa Y, mm.....	181
Fig. A2.12. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa Z, mm	182
Fig. A2.13. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), mm	182
Fig. A2.14. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Elemente de fixare	184

Fig. A2.15. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea după Von Mises, MPa	185
Fig. A2.16. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa.....	186
Fig. A2.17. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa	186
Fig. A2.18. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară, mm	187
Fig. A2.19. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficient de siguranță.....	187
Fig. A2.20. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa	188
Fig. A2.21. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa	188
Fig. A2.22. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa.....	189
Fig. A2.23. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm	189
Fig. A2.24. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm	190
Fig. A2.25. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm.....	190
Fig. A2.26. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Elemente de fixare	192
Fig. A2.27. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea după Von Mises, MPa.....	193

Fig. A2.28. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa	194
Fig. A2.29. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa.....	194
Fig. A2.30. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară, mm.....	195
Fig. A2.31. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficient de siguranță	195
Fig. A2.32. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa.....	196
Fig. A2.33. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa.....	196
Fig. A2.34. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa	197
Fig. A2.35. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm	197
Fig. A2.36. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm	198
Fig. A2.37. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm	198
Fig. A2.38. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Elemente de fixare	200
Fig. A2.39. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea după Von Mises, MPa.....	201
Fig. A2.40. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa	202

Fig. A2.41. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa.....	202
Fig. A2.42. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară, mm.....	203
Fig. A2.43. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficient de siguranță	203
Fig. A2.44. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa.....	204
Fig. A2.45. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa.....	204
Fig. A2.46. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa	205
Fig. A2.47. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm	205
Fig. A2.48. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm	206
Fig. A2.49. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm	206
Fig. A2.50. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Elemente de fixare	208
Fig. A2.51. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea după Von Mises, MPa.....	209
Fig. A2.52. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa	210
Fig. A2.53. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa.....	210

Fig. A2.54. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară, mm.....	211
Fig. A2.55. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficient de siguranță	211
Fig. A2.56. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa.....	212
Fig. A2.57. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa.....	212
Fig. A2.58. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa	213
Fig. A2.59. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm	213
Fig. A2.60. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm	214
Fig. A2.61. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm	214
Fig. A2.62. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Elemente de fixare	216
Fig. A2.63. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiunea după Von Mises, MPa	217
Fig. A2.64. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa	218
Fig. A2.65. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa.....	218
Fig. A2.66. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară, mm.....	219

Fig. A2.67. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Coeficient de siguranță	219
Fig. A2.68. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa	220
Fig. A2.69. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa	220
Fig. A2.70. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa	221
Fig. A2.71. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm	221
Fig. A2.72. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm	222
Fig. A2.73. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm	222

LISTA ABREVIERILOR

CAD - Computer Aided Design

RSS - abatere standard mediu-pătrată

C_{pk} - analiza statistică

DPMO - defecte la un milion de piese

GOST – Standard Național

OST - Standard Industrial

SPA - Sistem de proiectare automatizată

UTL – Abaterea toleranței superioare

LTL – Abaterea toleranței inferioare

ANSYS - Sistemul universal de analiză programatică

FEM - analiza elementelor finite

CFD - hidrodinamică computațională

TD - Thermal Desktop

PIDO - integrării procesului și a optimizării proiectării

STK - Systems Tool Kit

A^B – angrenaj precesional cu bolțuri

A^D – angrenaj precesional cu dinți drepți

A^{D,β} – angrenaj precesional cu dinți drepți

A^BCX-R - angrenare precesională cu bolțuri cu contact *convex-rectiliniu*

A^BCX-CV - angrenare precesională cu bolțuri cu contact *convex-concav*

A^DCX-CX - angrenare precesională dințată cu contact *convex-convex*

A^DCX-CV - angrenare precesională dințată cu contact *convex- concave*

A^DCX-R - angrenare precesională dințată cu contact *convex- rectiliniu*

A^{D,β}CX-CV - angrenare precesională dințată cu contact *convex-concav* al dinților înclinați

[Z_g-θ,-1] – configurație parametrică a angrenajului precesional cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$ și regim de funcționare de redactor

[Z_g-θ,+1] – configurație parametrică a angrenajului precesional cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}+1$ și regim de funcționare de multiplicator (de redactor în cazul în care $\delta_{1(4)-2(3)}=0^\circ$)

TPP - Transmisia planetară precesională

INTRODUCERE

Actualitatea și importanța temei abordate

Cerințele privind calitatea, fiabilitatea și rentabilitatea produselor din industria constructoare de mașini, precum și producția propriu-zisă din această industrie se îmbunătățesc permanent. În consecință, cerințele față de calitatea proiectării și a pregătirii tehnologice a producției, bazată pe analiza dimensională, sunt în continuă creștere.

Analiza dimensională reprezintă un complex extins de acțiuni privind calculul și analiza efectuate în cadrul elaborării construcției și a proceselor tehnologice, printre care:

- construirea de scheme dimensionale speciale ale construcției și ale proceselor tehnologice;
- identificarea și fixarea interrelațiilor dintre toți parametrii dimensionali;
- identificarea lanțurilor dimensionale;
- verificarea și stabilirea metodelor raționale de dimensionare în desenele tehnice;
- atribuirea unui număr suficient și necesar de cerințe tehnice;
- atribuirea unor toleranțe rezonabile;
- verificarea posibilității de asigurare a dimensiunilor și cerințelor tehnice din desenul tehnic;
- determinarea valorilor nominale și ale abaterilor dimensiunilor operaționale.

Produsele industriale preponderent reprezintă mașini și agregate de formă asimetrică: reductoare, pompe, motoare cu turbină cu gaz etc. Componentele principale ale acestor produse au forma unor corpuri de rotație limitate de suprafețe de rotație cilindrice, plane, conice, sferice și alte suprafețe (de formă). Astfel de mecanisme includ piese din clasele de roți dințate, arbori, discuri etc.

Analiza dimensională a modelelor constructive și a proceselor tehnologice de fabricație ale acestor piese prevăd: dimensiuni longitudinale; dimensiuni diametrice; abateri de amplasare (abateri de la paralelismul fețelor și axelor, abateri de la perpendicularitate etc.).

De asemenea, proiectarea și simularea numerică 3D a pieselor și ansamblurilor este utilizată pe scară largă în ingineria mecanică. În acest scop, se utilizează diverse sisteme de proiectare asistată de calculator ca Autodesk Inventor. În această etapă există multe standarde de descriere a geometriei pieselor, începând de la stabilirea reprezentării cadrului și modelarea suprafețelor și terminând cu o serie dată de modelare solidă cu indicarea proprietăților materialelor, a sarcinilor, a altor caracteristici pentru analiza inginerescă și calcularea unui anumit grup de proprietăți ale produsului finit, de exemplu, pentru transmisia precesională de tipul 2K-H.

Cu toate acestea, descrierea geometriei componentelor transmisiei precesionale reprezintă o problema fundamentală a proiectării CAD, care, la rândul său, cauzează probleme la crearea

modelelor în versiune electronică. Prin geometria reală nu ne referim la geometria tridimensională nominală a modelului, chiar dacă are toleranțe marcate, ci la un model matematic corespunzător care să poată lua în considerare toleranțele ca parte integrantă a geometriei elementelor transmisiei.

Lipsa unei metodologii general acceptate pentru modelarea ansamblurilor și, prin urmare, a modelelor numerice, se datorează absenței unui mijloc de comunicare a relațiilor dimensionale la nivelul elementelor de asamblare a pieselor transmisiei precesionale. Din această cauză, procesul natural de proiectare se poate realiza numai în funcție de specificații (ierarhia structurală a produsului) și nu ține cont de geometria reală a componentelor la scara produsului. Ca urmare, apar probleme de asamblare a componentelor produsului în timpul fabricării, se efectuează lucrări de montare, ceea ce reduce calitatea ansamblurilor și modifică proprietățile acestora. Așadar, acest lucru conduce la creșterea costurilor de producție și la modificări ale calității transmisiei precesionale în general.

Astfel, problema îmbunătățirii teoriei analizei dimensionale ca bază pentru dezvoltarea ei ulterioară și extinderea posibilităților în ceea ce privește creșterea fiabilității rezultatelor obținute și a productivității calculului este actuală.

Este necesar să se aplice noi idei teoretice privind analiza dimensională și pe această bază să se asigure perfecționarea ei ulterioară în direcția creării unor modele și a unor metode de calcul corespunzătoare, fundamentarea teoretică strictă a metodelor existente, înlocuirea metodelor manuale de pregătire, prelucrare a informației și de luare a deciziilor cu cele automate și automatizate, crearea premiselor pentru utilizarea mai completă a rezultatelor analizei dimensionale în analiza inginerescă la proiectarea constructiv-tehnologică a echipamentelor și utilajelor tehnice.

Scopul lucrării

Scopul lucrării constă în argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

Obiectivele cercetării

În baza studiului metodelor de analiză a lanțurilor dimensionale se argumentează precizia de fabricație a componentelor de bază ale transmisiei precesionale, se optimizează construcția roții-satelit a transmisiei, sunt elaborate soluții tehnice privind optimizarea constructivă și tehnologia de asamblare a mecanismului de transformare a mișcării de rotație a arborelui manivelă în mișcarea sfero-spațială a roții-satelit cu flotație axială și tangențială. Sunt propuse soluții tehnice care permit argumentarea preciziei de execuție a pieselor de bază ale transmisiilor precesionale, ce permite reducerea consumului de materiale, a costurilor și timpului de fabricație.

Noutatea și originalitatea științifică

În premieră s-a efectuat analiza lanțurilor dimensionale ale transmisiei precesionale de tipul 2K-H, a fost optimizată construcția transmisiei, s-au realizat simulări numerice ale nodului precesional cu mișcare sfero-spațială, s-a elaborat mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcare sfero-spațială a roții-satelit în angrenările A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D cu reducerea cerințelor de precizie a pieselor componente.

Rezultatele obținute care contribuie la soluționarea unei probleme științifice importante

În baza simulărilor numerice ale interacțiunii dinților cu mișcare sfero-spațială s-au identificat zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D , roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$), fiind amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie "O" și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugați cu coraportul numerelor $Z_1 = Z_2 \pm 1$ sau $Z_4 = Z_3 \pm 1$.

Zonele de angrenare simultană a dinților în angrenările A_{cx-cv}^D au amplasare-oglină pe ambele părți ale centrului de precesie "O", fapt ce asigură flotarea tangențială a roții-satelit și conduce la simplificarea constructivă a nodului precesional, implicit la reducerea cerințelor de precizie a lanțurilor dimensionale.

Semnificația teoretică

Pe baza metodicii de calcul al lanțurilor dimensionale prin programul „Tolerance Tools” au fost obținute noi cunoștințe care au permis elaborarea metodicii de reglare a angrenării dinților roții-satelit și ai roților centrale ale angrenajelor de tipul A_{cx-cv}^B și A_{cx-cv}^D . Se propune utilizarea unor compensatoare speciale de reglare axială a poziționării roților angrenare sub formă de inele cu pas reglabil. Se propune metoda de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale a cărei aplicare permite evitarea calculelor complicate, excluderea utilizării metodei tabelare, determinarea toleranțelor optime, reducerea costurilor de producție, precum și identificarea potențialelor probleme de producție.

Valoarea aplicativă a lucrării

Prin obținerea toleranțelor optime, minimizarea cheltuielilor de producere a pieselor nodurilor transmisiilor precesionale și reducerea consumului de materiale s-au determinat problemele posibile ale producerii.

Implementarea rezultatelor științifice

În baza cercetărilor efectuate cadrul tezei a fost elaborat actul de implementare a documentației tehnice cu modelările și simulările numerice ale componentelor reductorului planetar precesional. Actul de implementare este semnat între compania Î.C.S. "ISDP" S.R.L.,

Republica Moldova, or. Chișinău, str. Independenței 26/3: director - Sergiu Mocreac, designer principal de proiect - Danil Platon, și reprezentanții **Universității Tehnice a Moldovei**, bd. Ștefan cel Mare și Sfânt, 168; șef Departament Ingineria Fabricației - dr. hab., conf. univ. Sergiu Mazuru, acad., dr. hab., prof. univ. - Ion Bostan; doctorand - Lealin Stanislav.

Lucrarea a fost efectuată în baza cercetărilor și experienței acumulate la realizarea programului de STAT: 20.80009.5007.24 „Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact “conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație” (2020-2023). Conducătorul proiectului: acad., prof. univ., dr. hab. Ion BOSTAN.

Ipoteza de cercetare

Ipoteza de cercetare înaintată se bazează pe asigurarea coerenței cerințelor de maximizare a preciziei de fabricație a componentelor de bază ale transmisiilor precesionale 2K-H prin aplicarea procedurilor tehnologice cu autocompensarea influenței erorilor de execuție, asamblarea și montajul nodurilor constituente. Ipoteza de lucru presupune majorarea câmpurilor de toleranță a execuției lanțurilor dimensionale ale pieselor și nodurilor prin asigurarea tehnologică de autocompensare a erorilor posibile prin flotarea axială a acestora.

Rezumatul capitolelor tezei

În primul capitol este expusă analiza dimensională a construcțiilor TPP care reprezintă o etapă importantă în dezvoltarea dimensională a acestora, deoarece permite să se evidențieze interacțiunea dintre piesele și nodurile de asamblare care alcătuiesc mașina, să se determine metodele de obținere a preciziei necesare a mașinii, să se analizeze corectitudinea dimensionării și toleranțelor din desenele tehnice, să se îmbunătățească tehnologia construcției, să se stabilească succesiunea operațiunilor de asamblare a mașinii și a nodurilor de asamblare a acesteia [33].

Una dintre cele mai complicate probleme pe parcursul elaborării procesului de fabricație este sinteza structurii dimensionale, nu doar analiza dimensională a unui proces de fabricație dezvoltat pentru a realiza pe această bază structura dimensională optimă pe care trebuie să o executăm [40].

Sarcina de optimizare a procesului tehnologic este complexă și necesită analiză și selecție de soluții tehnologice la diferite niveluri de proiectare, oferind valorile minime ale costurilor reduse și întrunind în același timp o serie de constrângeri tehnice [29].

De la dezvoltarea produsului până la faza de serie, analiza toleranței este utilizată ca proces pentru a gestiona o producție eficientă și rentabilă și pentru a garanta siguranța și performanța [20].

Scopul analizei dimensionale a proceselor tehnologice este de a asigura calitatea și tehnologia produselor, a elementelor acestora, a semifabricatelor, de a obține dimensiunile și

abaterile-limită necesare pentru completarea fișelor tehnologice, schițelor de reglaje, programelor de control, calculul adaosurilor de prelucrare, normelor de timp [34, 48].

Analiza are beneficii pentru planificarea procesului, determinarea limitelor reale de precizie, optimizarea procesului, depanarea defecțiunilor piesei existente [41].

La proiectarea procesului tehnologic sunt rezolvate o serie de sarcini foarte variate. Aceste sarcini includ alegerea echipamentului, calculul condițiilor de tăiere, alegerea sculelor de tăiere etc. În procesul tehnologic proiectat, chiar și a pieselor simple, sunt posibile un număr mare de combinații diferite de tranziții, scheme de bază, metode de prelucrare și succesiunea operațiilor, iar în cele mai complexe numărul lor este de multe ori mai mare [36].

În capitolul 1 sunt expuse rezultatele studiului metodelor și ale opțiunilor aplicate în analiza dimensională. Au fost propuse mai multe abordări moderne de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale.

Analiza dimensională implică un număr mare de procedee și acțiuni. Durata de muncă a analizei dimensionale este semnificativă – care cuprinde pentru un desen tehnic sau pentru un proces tehnologic între 10 și 50 de ore. Reducerile intensității muncii privind analiza dimensională a construcției și proceselor tehnologice este posibilă în baza automatizării acestora [1, 7, 10, 15, 46, 47, 51].

În capitolul doi a fost elaborată o variantă modernă de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale, toleranților și cotelor tehnologice în etapa proiectării ansamblului construcției transmisiei precesionale de tipul 2K-H.

A fost calculată sarcina admisibilă la contactul dinților în angrenarea precesională A_{cx-cv}^B , și anume, între dinții roților centrale și ai coroanelor roții-satelit conjugăți multipar. Au fost efectuate simulări numerice ale 6 configurații constructive distincte ale roții-satelit (simulările numerice ale variantei optime sunt descrise în detaliu în capitolul al doilea, celelalte opțiuni sunt incluse în anexa 2). A fost elaborată construcția optimă a roții-satelit (figura 2.21).

În capitolul trei se propune procedeul de reglare a jocului interdental în angrenarea A_{cx-cv}^B a dinților roții-satelit și ai roților centrale prin intermediul inelelor compensatoare speciale dotate cu asamblări pentru fixarea unghiulară a semiinelenelor cu diferite grosimii în trepte care asigură, prin rotirea relativă, modificarea grosimii sumare a inelului și, în consecință, poziționarea axială a roților centrale. Construcția compensatorului poziției axiale a roților centrale asigură treapta de reglare a inelului de bază cu pasul de 0,1 mm. Inelul auxiliar este format din sectoare cu grosime variabilă în creștere cu distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a carcasei cu pasul de 0,07 mm.

Se propune o metodă de analiză dimensională, utilizând modulul special "Tolerance Tools", care permite corectitudinea aprecierii rezultatelor și asigură precizia optimală la asamblarea transmisiei precesionale.

În capitolul patru, prin simulările numerice efectuate pentru configurația optimizată a construcției roții-satelit, s-au determinat următoarele caracteristici: tensiunea după Von Mises, MPa; deplasările generale, mm; coeficienții de siguranță și tensiunile de contact, MPa.

A fost elaborată o nouă configurație constructivă a elementelor transmisiei precesionale cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^D . Teoretic a fost determinat momentul de torsiune admisibil al transmisiei, s-au efectuat simulări numerice pe componentele de bază ale elementelor transmisiei.

În urma analizei complexe a rezultatelor simulărilor numerice s-a propus îmbunătățirea constructivă a elementelor transmisiei precesionale, au fost validate rezultatele calculelor grafo-analitice ale stării tensionale în angrenarea A_{cx-cv}^D .

Aprobarea rezultatelor științifice

Rezultatele științifice obținute au fost prezentate la conferințe naționale și internaționale, colocvii științifice și simpozioane: Conferința Internațională: Innovative Manufacturing Engineering International Conference, 2015, Iași, România; Conferința Internațională: Innovative Manufacturing Engineering International Conference, 2018, Chișinău, Republica Moldova; în revista: TEHNOMUS XXI, New technologies and products in machine manufacturing technologies, Suceava, România, 2022; Expoziția internațională: "Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO", Cluj Napoca, România, 2019; Expoziția Internațională: "Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation", România, 2020; Expoziția Internațională: "Innovation and Creative Education Fair for Youth ICE-USV", Suceava, România, 2022; Expoziția Internațională Specializată: INFOINVENT, Ediția a XVII-a, Chișinău, Republica Moldova, 2021; Expoziția Internațională: "INVENTICA 2023", Iași, România, 2023; Conferința Internațională: Innovative Manufacturing Engineering International Conference, 2023, Chișinău, Republica Moldova; Journal of Engineering Science, Comparison and evaluation of classical methods of dimensional chains theory and their modern analogues, Chișinău, Republica Moldova, 2023.

Publicații la tema tezei

În cadrul elaborării tezei s-au publicat 7 lucrări, dintre care: 3 reviste internaționale, 2 conferințe internaționale, s-au obținut 2 brevete de invenție, s-a depus o cerere de brevet de invenție, fiind prezentate în cadrul a 4 expoziții internaționale.

Volumul și structura tezei

Lucrarea este structurată astfel: introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie cu 123 referințe, 2 anexe, 105 pagini de text principal (până la bibliografie), 213 figuri, 35 tabele. Rezultatele au fost publicate în 5 lucrări științifice, s-au obținut 2 brevete de invenție.

Cuvintele-cheie: roată-satelit, indice masă–gabarit, calculul tensiunilor, analiză dimensională, toleranțe, compensator pentru reglarea axială, transmisie precesională.

1. PRINCIPALELE PREVEDERI ALE TEORIEI LANȚURILOR DIMENSIONALE ȘI ANALIZA DIMENSIONALĂ. STUDIUL METODELOR EXISTENTE

1.1. Lanțuri dimensionale, schemele și ecuațiile lor

La proiectarea mașinilor, mecanismelor, dispozitivelor și a altor produse, proiectarea proceselor tehnologice, alegerea mijloacelor și metodelor de măsurare și exploatare a produsului apare necesitatea efectuării unei analize dimensionale, cu ajutorul căreia se realizează corectitudinea succesiunii dimensiunilor interdependente și se determină erorile (toleranțele) admisibile.

Lanțurile dimensionale reflectă relațiile dimensionale obiective la proiectarea mașinii, procesele tehnologice de fabricare a pieselor și asamblarea lor în timpul măsurătorilor, care apar în conformitate cu condițiile sarcinilor de rezolvat [4].

Deoarece toleranțele sunt factori majori de cost, găsirea „celui mai bun design de toleranță” este esențială pe fundalul aspectelor tehnice, precum și financiare [13].

Analiza dimensională se realizează folosind teoria lanțurilor dimensionale [2, 8, 9]. Lanțul dimensional reprezintă un set de dimensiuni interdependente care formează un contur închis și determină poziția relativă a suprafețelor sau axelor uneia sau mai multor părți. Lanțurile dimensionale sunt reprezentate grafic sub formă de grafuri (figura 1.1).

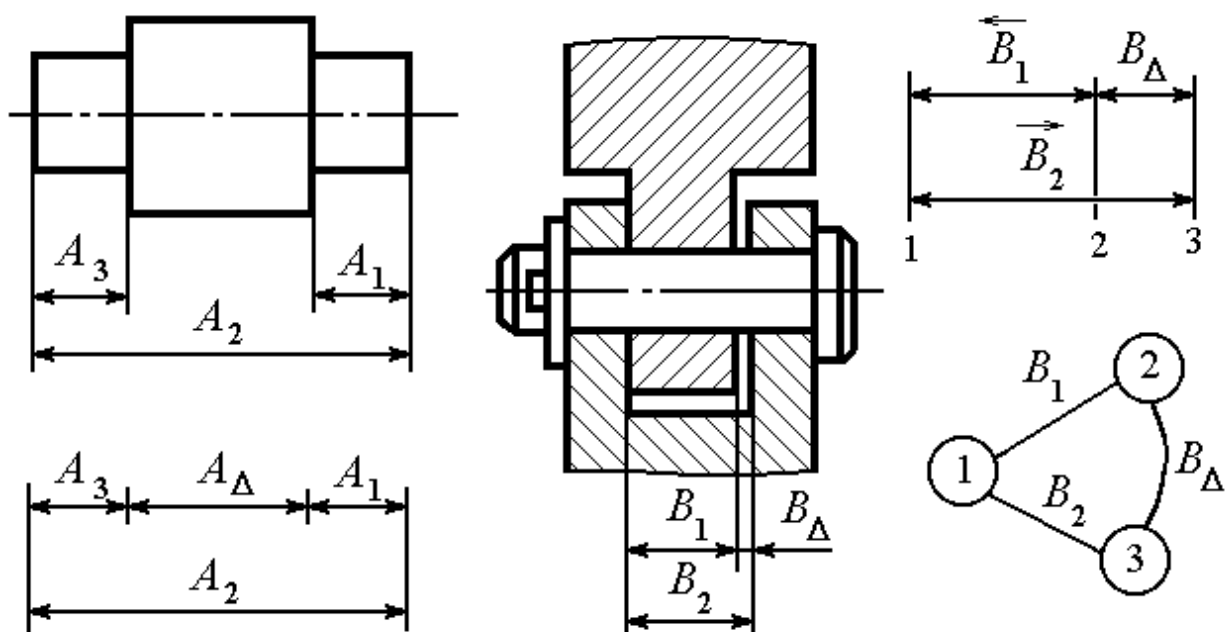


Fig. 1.1. Scheme de lanțuri dimensionale, lanț dimensional sub formă de grafuri

Dimensiunile care formează un lanț dimensional se numesc elementele sale. Elemente ale lanțului dimensional pot fi orice parametri liniari sau unghiulari: dimensiunile diametrale, distanțele dintre suprafețe (axe), golurile, etanșeitățile, suprapunerile, abaterile de formă și amplasarea suprafețelor (axelor) etc.

Toate lanțurile dimensionale constau din două sau mai multe elemente, dintre care unul este de închidere, celelalte sunt componente.

Se numește element de închidere, elementul care are cea mai înaltă precizie, ceea ce determină calitatea piesei în conformitate cu condițiile tehnice. Toate celelalte elementele sunt numite componente, a căror schimbare condiționează și schimbarea elementului de închidere.

Elementul de închidere este notat printr-o literă cu indicele Δ . Elementele componente sunt notate printr-o literă cu un indice, adică, numărul elementelor (figura 1.1).

Proiectarea începe cu precizia (toleranța) elementului de închidere, determinând precizia (toleranțele) altor componente ale lanțului dimensional. În cadrul verificării, elementul de închidere este verificat la sfârși, închizând lanțul dimensional [19, 30].

Elementele componente pot fi de două tipuri – de creștere sau de descreștere. Elementul component, mărirea căruia generează și mărirea elementului de închidere, se numește element de creștere. Elementul component, mărirea căruia generează micșorarea elementului de închidere, se numește element de descreștere.

Elementele de creștere (A_1, A_2, A_4, A_6) sunt indicate prin săgeți orientate spre dreapta, deasupra literei corespunzătoare în diagrama lanțului dimensional, iar elementele de descreștere (A_3, A_5, A_Δ) sunt indicate prin săgeți orientate spre stânga (figura 1.2).

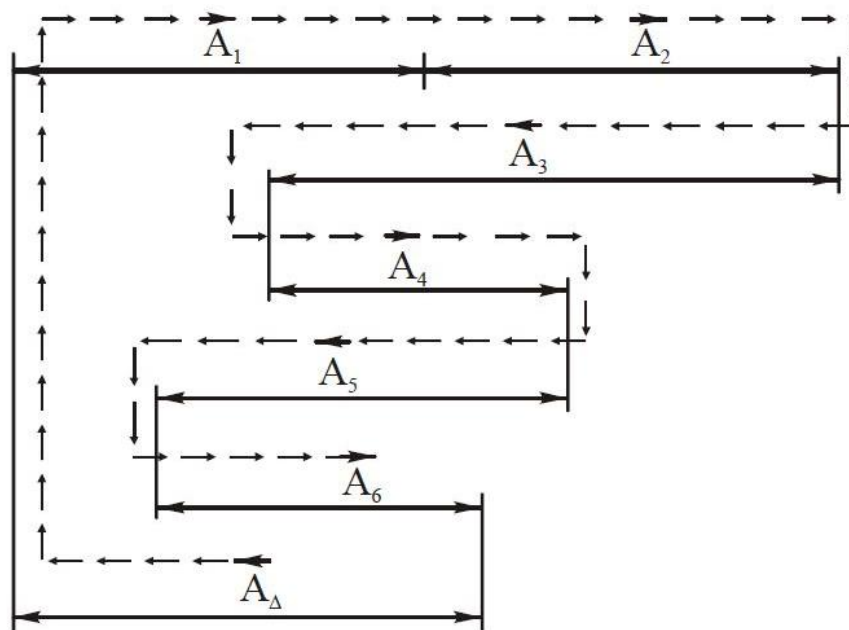


Fig. 1.2. Scheme de lanțuri dimensionale cu elemente de creștere și descreștere

Lanțurile dimensionale sunt clasificate în funcție de o serie de caracteristici: după aplicație (constructivă, tehnologică, măsurare); după locul pe care îl ocupă în piesă (ansamblu); după amplasarea elementelor (liniare, unghiulare, plate, spațiale); după tipul de legături (scalare sau vectoriale); după natura conexiunilor reciproce (independente, conectate paralel, conectate secvențial, combinate).

Procesul de prelucrare mecanică este considerat optim, dacă în structura tuturor lanțurilor dimensionale tehnologice numărul dimensiunilor tehnologice este minim [21].

La întocmirea unei diagrame de circuit dimensionale, în schema desenului de asamblare sau a diagramei structurale este reprezentată imaginea elementului, apoi, pornind de la una dintre suprafețele (axele) care limitează elementul de închidere, urmează succesiv elementele constructive care sunt utilizate nemijlocit la soluționarea sarcinii propuse, ajungând la a doua suprafață (axă) care limitează elementul de închidere din cealaltă parte.

Lanțul dimensional presupune mai multe elemente (suprafețe sau axe) și mai multe legături dintre ele (dimensiuni). Astfel de structuri se numesc grafuri (figura 1.1) și pot fi studiate folosind teoria grafurilor. Totodată, procesul de identificare a lanțurilor dimensionale este simplificat și ușor formalizat [17].

Pentru a recunoaște CAD și caracteristica de producție pot fi utilizate mai multe metode. O modalitate de a face acest lucru este prin metoda bazată pe grafuri. Grafurile de adiacență atribuite sunt dezvoltate pentru fiecare caracteristică a unui model de piesă, în acest caz, pentru a ușura planificarea prelucrării piesei [37].

Pentru efectuarea analizei dimensionale, pe lângă schema dimensională, se formulează ecuația circuitului dimensional care rezultă din condiția de închidere:

$$c_1A_1 + c_2A_2 + \dots + c_{m+n}A_{m+n} = 0 \quad (1.1)$$

unde:

A_1, A_2, \dots, A_{m+n} – valorile nominale ale tuturor elementelor lanțului dimensional;

c_1, c_2, \dots, c_{m+n} - coeficienții ce caracterizează gradul de influență a modificărilor elementelor lanțului asupra elementului de închidere sau a raporturilor de transmisie.

În lanțurile dimensionale cu elemente paralele (lanțuri liniare):

$$|c_1| = |c_2| = \dots = |c_{m+n}| = 1 \quad (1.2)$$

În lanțuri dimensionale plane și spațiale (caz general):

$$c_i = \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_i} \quad (i = 1, 2, \dots, m+n) \quad (1.3)$$

Dacă mărirea elementului constructiv conduce la mărirea elementului de închidere, atunci raportul de transmisie este pozitiv; dacă aceasta conduce la descreșterea lui, atunci raportul de transmisie este negativ.

În funcție de tipul lanțului dimensional și de complexitatea acestuia, raportul de transmisie poate fi determinat prin diferite metode: măsurării, de proiecție, diferențierii.

1. Metoda măsurării. Metoda constă în modificarea succesivă a valorilor fiecărui element constructiv al lanțului în timp ce celelalte elemente rămân neschimbate și analiza influenței acestei modificări asupra valorii elementului de închidere. Această metodă se utilizează când între elemente există o interdependență complexă, precum și în cazurile în care se determină numai abaterile elementului de închidere fără a se calcula valorile lui nominale.

2. Metoda de proiecție. Toate elementele constructive sunt proiectate pe direcția elementului de închidere, iar raporturile de transmisie sunt definite ca și cosinusurile unghiurilor formate de elementele constructive cu direcția elementului de închidere. Este utilizată în calculul lanțurilor dimensionale plane [22].

3. Metoda de diferențiere. Raportul de transmisie al fiecărui element constructiv este determinat ca derivată parțială a funcției elementului de închidere, adică, prin diferențierea ecuației lanțului dimensional. Metoda se utilizează la calculul lanțurilor dimensionale pentru care se poate compila și diferenția cu ușurință o expresie analitică a elementului de închidere și a celor constructive.

Pentru lanțurile dimensionale liniare, valoarea nominală a elementului de închidere reprezintă diferența dintre sumele valorilor nominale ale elementelor de creștere și descreștere:

$$A_{\Delta} = \sum^m A_{cr} - \sum^n A_{descr} \quad (1.4)$$

unde:

m - numărul elementelor de creștere;

n - numărul elementelor de descreștere.

În general, valoarea nominală a elementului de închidere:

$$A_{\Delta} = \sum_1^{m+n} c_i A_i = \sum^m |c_{cr}| A_{cr} - \sum^n |c_{descr}| A_{descr} \quad (1.5)$$

Ultimele două sunt ecuațiile (1.4, 1.5) de bază ale lanțurilor dimensionale liniare și plane.

1.2. Probleme rezolvate cu ajutorul lanțurilor dimensionale

Calculul lanțurilor dimensionale este necesar când se rezolvă problemele de proiectare, fabricare și exploatare a unei clase largi de produse (mașini, mecanisme, dispozitive, aparate etc.). Cu ajutorul teoriei lanțurilor dimensionale pot fi soluționate următoarele sarcini de proiectare, tehnologice și metrologice.

1. Stabilirea relațiilor geometrice și cinematice dintre dimensiunile pieselor; calculul valorilor nominale, abaterilor și toleranțelor dimensionale.
2. Calculul standardelor de precizie și determinarea condițiilor tehnice ale mașinilor și părților componente ale acestora.
3. Analiza corectitudinii dimensionării și abaterilor în schemele de lucru ale pieselor.
4. Calculul dimensiunilor interrelaționale, toleranțelor și ajustajelor.
5. Justificarea succesiunii operațiunilor tehnologice la fabricarea și asamblarea produselor.
6. Justificarea și calcularea preciziei necesare a dispozitivelor.
7. Selectarea instrumentelor și metodelor de măsurare; calculul preciziei măsurărilor realizabile.

Calculul total al lanțurilor dimensionale se efectuează pe parcursul elaborării proiectului de lucru al mașinii; calculele preliminare trebuie făcute pe parcursul elaborării proiectului tehnic constructiv.

Toate sarcinile (problemele) care pot fi soluționate cu ajutorul lanțurilor dimensionale se împart în două tipuri: directe și inverse.

Sarcina directă. În funcție de valoarea nominală a toleranței sau abaterilor elementului de închidere se determină valorile nominale, toleranțele și abaterile-limită ale tuturor componentelor lanțului dimensional. O astfel de sarcină se referă la calculul de proiectare al lanțului dimensional.

Sarcina inversă. Conform valorilor nominale stabilite, toleranțelor și abaterilor-limită ale elementelor lanțului, se determină valoarea nominală, toleranța și abaterile-limită ale elementului de închidere. O astfel de sarcină se referă la calculul de verificare a lanțului dimensional.

Cea mai importantă este sarcina directă, deoarece aceasta permite soluționarea sarcinii principale la proiectarea mașinii – determinarea parametrilor lanțului dimensional care va asigura precizia elementului de închidere al mașinii sau al piesei.

Problema inversă se rezolvă când este necesară verificarea corectitudinii soluției sarcinii directe sau a dimensiunilor și toleranțelor acceptate fără a fi calculate [18].

1.3. Metode de obținere a preciziei elementului de închidere și a calculului lanțurilor dimensionale

Precizia necesară a elementului de închidere este determinată de condițiile de exploatare a piesei și de scopul său funcțional. În funcție de obiectul de producție, de natura produselor, precum și de precizia prelucrării pieselor, aceasta poate fi realizată prin mai multe metode: interschimbabilitate completă, incompletă și de grup, ajustare și reglare. În același timp, lanțurile dimensionale pot fi calculate prin metoda maxim și minim sau prin metoda probabilistică a cărei variantă poate fi metoda testelor statistice.

La proiectarea și fabricarea chiar a aceleiași mașini deseori se utilizează o combinație de diferite metode pentru obținerea preciziei elementului de închidere și metode de calcul al elementelor dimensionale.

Metoda de realizare a preciziei specifice a elementului de închidere este selectată în funcție de valoarea toleranței stabilite pentru aceasta și de numărul de componente ale lanțului dimensional, luând în considerare caracteristicile constructive și tehnologice ale piesei, scopul serviciului, costul de fabricație și alți factori [99].

Metoda de asigurare a preciziei specificate a elementului de închidere este selectată anterior, în funcție de toleranța medie a elementelor constitutive.

Toleranța medie obținută sau precizia medie a elementelor constructive este evaluată din punct de vedere al performanței lor în producție. În același timp, se ia în considerare complexitatea și dimensiunile generale ale pieselor, procesul de fabricație prevăzut etc.

Dacă toleranța medie a elementelor constructive este acceptabilă, iar toleranța elementului de închidere este mai mare decât cotele de precizie 8-11, atunci ar trebui utilizată metoda interschimbabilității complete; dacă toleranța elementelor de închidere este mai precisă, atunci poate fi folosită metoda interschimbabilității incomplete. Pentru lanțurile dimensionale de înaltă precizie cu un număr mic de elemente constructive (5 sau mai puține) se folosește metoda interschimbabilității de grup, în caz contrar – cu un număr mai mare de elemente constructive – metoda de ajustare sau reglare.

1.4. Metoda interschimbabilității complete și metoda maxim-minimă

Prin metoda de obținere a preciziei prin interschimbabilitatea completă piesele sunt asamblate fără ajustare, reglare. În orice combinație de dimensiuni ale pieselor fabricate în limitele toleranțelor calculate, precizia necesară a elementului de închidere este asigurată automat.

Se asigură simplitatea și rentabilitatea asamblării, posibilitatea asamblării în linie, posibilitatea unei cooperări largi a producției, simplitatea fabricării pieselor de schimb și furnizarea acestora către consumatori, posibilitatea controlului selectiv.

Domeniul de aplicare – în producția de serie mare și în masă cu o toleranță mică a elementului de închidere și un număr mic (până la cinci) de elemente constructive ale lanțului dimensional, cu lanțuri multidimensionale și o toleranță mare a elementului de închidere.

Dezavantajul metodei constă în faptul că toleranțele elementelor constructive sunt mai mici, în condiții egale, decât în cadrul celorlalte metode, fapt care poate fi neeconomic.

Dacă precizia elementului de închidere a lanțului dimensional este obținută prin metoda interschimbabilității complete, atunci se efectuează calculul lanțurilor dimensionale, utilizând metoda maxim și minim (metodă de calcul).

Metoda maxim-minim se bazează pe presupunerea că pentru asamblare sunt furnizate piese cu dimensiuni limitative, a căror elemente de creștere vor avea cele mai mari dimensiuni-limită, iar toate cele de descreștere vor avea cele mai mici, sau invers. Prin urmare, dimensiunea elementului de închidere va fi maximă sau minimă, a cărei probabilitate este foarte mică. Metoda are o precizie mare, iar valorile toleranțelor calculate obținute prin această metodă adesea nu corespund celor propuse. Dacă reieșim din toleranțele elementului de închidere, atunci toleranțele elementelor lanțului dimensional se obțin excesiv de dure. Dacă reieșim din toleranțele elementelor lanțului dimensional, atunci toleranța calculată a elementului de închidere se obține mai mare decât cea propusă.

Metoda are avantaje mari – simplitate, claritate, volum mic de calcule ingineresti, garanție sigură de rebut datorită preciziei joase a elementului de închidere, imposibilitatea de a admite cel mai mic procent de risc în calcule.

Metoda maxim-minim este fezabilă din punct de vedere economic numai pentru lanțurile elementelor dimensionale de precizie mică sau pentru lanțurile dimensionale precise cu un număr mic de elemente constructive. În alte cazuri, precizia necesară a pieselor de fabricație poate depăși nu numai precizia economică, dar și pe cea practică.

Metoda ar putea fi utilizată pentru a soluționa sarcinile de proiectare și verificare în condiții de producție de unicat și de serie mică a pieselor, la proiectarea pieselor unice, la calculele preliminare auxiliare și în cazurile în care este inacceptabilă chiar și o probabilitate neglijabilă ca valorile elementului de închidere să depășească limitele admise.

1.5. Metoda interschimbabilității incomplete și metoda probabilistică

Prin metoda interschimbabilității incomplete (metoda de obținere a preciziei) piesele sunt asamblate fără ajustare, reglare și toleranțe. În același timp, pentru un număr mic de piese acceptate inițial, valorile elementului de închidere pot depăși limitele admisibile.

Această metodă are aceleași avantaje ca și ale metodei de interschimbabilitate completă, plus eficiența fabricării pieselor datorită câmpurilor de toleranță extinse.

Domeniul de aplicare – producția în serie și în masă cu o toleranță mică a elementului de închidere și un număr relativ mare de elemente ale lanțului dimensional.

Sunt posibile costuri suplimentare pentru înlocuirea pieselor de asamblare, fiind necesar un control riguros.

Dacă precizia elementului de închidere al lanțului dimensional este obținută prin metoda interschimbabilității complete, atunci se efectuează calculul lanțurilor dimensionale conform metodei probabilistice (metoda de calcul).

Esența metodei probabilistice rezidă în faptul că piesele sunt prelucrate cu toleranțe mari, avantajoase din punct de vedere economic, dar care nu garantează obținerea maximă a abaterilor prezise ale elementului de închidere. Toleranțele elementelor constructive sunt stabilite, ținând cont de dispersia dimensiunii, adică, în baza legilor teoriei probabilității.

Avantajul metodei probabilistice constă în excluderea rezervelor excesive de precizie datorită unui calcul obiectiv mai complet al legităților distribuției dimensionale a pieselor la însumarea erorilor elementelor constitutive. De regulă, toleranțele elementelor constructive, când sunt calculate prin metoda probabilistică, se obțin semnificativ mai mari decât atunci, când sunt calculate prin metoda maxim-minim (pentru lanțuri – cu 30-40%, pentru cele cu elemente multiple – de două ori sau mai mult), ceea ce reduce costul fabricării pieselor.

Dezavantajele metodei – posibilitatea rebutului privind precizia elementului de închidere, complexitate comparativă și volum mare de calcule, precizia și fiabilitatea calculelor depind de veridicitatea și precizia determinării caracteristicilor statistice ale distribuției.

La calcularea lanțurilor dimensionale prin metoda probabilistică trebuie să cunoaștem legile dispersării dimensiunilor pieselor și caracteristicile lor statistice [87]. În acest sens, cea mai frecvent utilizată este legea distribuirii normale (legea lui Gauss), precum și legea probabilității egale, legea triunghiului, Legea lui Maxwell și modulul diferenței valorilor distribuite normal. Utilizarea oricăreia dintre legile de distribuție în scopul analizei dimensionale ar trebui să se bazeze pe o analiză aprofundată a formării unei anumite dimensiuni și a condițiilor de obținere a acesteia.

O variantă a metodei probabilistice este metoda de testare statistică (metoda Monte Carlo), care constă în mai multe simulări numerice pe calculator ale valorilor aleatorii ale elementelor

lanțului, rezultând un număr de valori ale elementului de închidere. În baza rezultatelor calculelor se determină așteptarea matematică și alți parametri datorită cărora se atribuie valorile-limită nominale, cele mai mari și cele mai mici (în baza lor se determină toleranța) ale elementului de închidere [96, 97].

Avantajul metodei de testare statistică constă în posibilitatea de calculare multilaterală a probabilității dimensiunilor. Însă pentru aceasta va fi nevoie de informații statistice destul de complete privind distribuția elementelor. La dezavantajele acestei metode se referă volumul mare de calcule ce corespunde cu numărul experimentelor statistice.

1.6. Metoda interschimbabilității de grup

Conform acestei metode, piesele sunt asamblate fără ajustare și reglare. Valoarea calculată a toleranței elementelor lanțului dimensional se mărește de câteva ori până la o toleranță fezabilă din punct de vedere economic pentru producere. După fabricare, piesele sunt sortate după dimensiunile reale în grupuri conform toleranței calculate, fiind asamblate în grupuri corespunzătoare după metoda interschimbabilității totale (figura 1.3).

$$T^I A_1 = T^{II} A_1 = \dots = T^N A_1 ;$$

$$T^I A_2 = T^{II} A_2 = \dots = T^N A_2 ;$$

$$T^I A_1 + T^I A_2 = T^{II} A_1 + T^{II} A_2 = \dots = T^N A_1 + T^N A_2 = TA_{\Delta}.$$

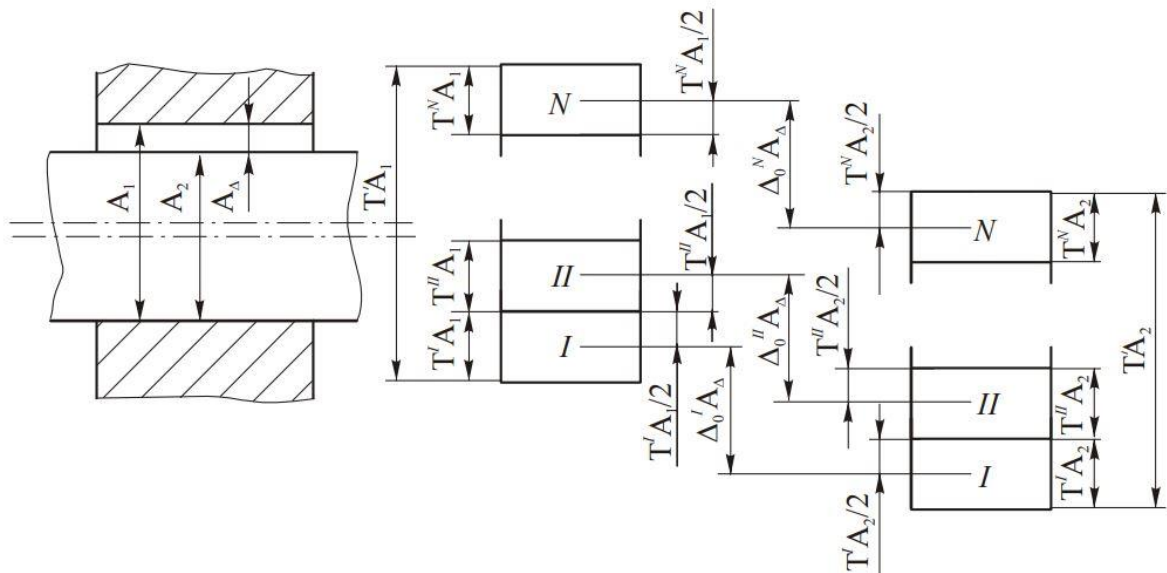


Fig. 1.3. Schema de calcul al preciziei elementului de închidere prin metoda interschimbabilității în grup

Astfel, este posibil să se obțină o precizie ridicată a elementului de închidere, elementele lanțului dimensional având toleranțe rezonabile.

Domeniul de aplicare – producția în masă și în serie mare a pieselor cu lanțuri dimensionale cu valoare redusă (3-4 elemente) cu o precizie ridicată a elementelor de închidere.

Dezavantajele metodei – creșterea volumului lucrărilor nefinisate, costuri suplimentare pentru verificarea, sortarea și marcarea pieselor, dificultăți de furnizare a pieselor de schimb.

Calculul lanțurilor dimensionale prin metoda interschimbabilității de grup poate fi efectuat prin metoda maxim-minim sau prin metoda probabilistică. Calculul include înlocuirea toleranțelor de proiectare a elementelor componentelor cu toleranțele de producție sau tehnologice, care pot depăși toleranțele de proiectare de mai multe ori. Pentru asigurarea preciziei corespunzătoare a elementului de închidere este prevăzută sortarea elementelor constructive în grupuri după dimensiunile reale, iar câmpul de dispersie al dimensiunilor fiecărui grup ar trebui să fie egal cu toleranțele calculate ale elementelor lanțului dimensional.

1.7. Metoda de ajustare

Precizia necesară este obținută prin ajustarea unei piese prestabilite - compensator - la care se stabilește o anumită toleranță în cadrul prelucrării pentru asamblare.

În acest sens, este posibilă obținerea unei precizii ridicate a elementului de închidere cu toleranțe mai rentabile ale elementelor componente din punct de vedere economic.

Domeniul de aplicare – producții unicate și în serie mică, lanțuri dimensionale cu multiple elemente și element de închidere de înaltă precizie.

Dezavantajele metodei – creșterea semnificativă a costului de asamblare și termenul mare de asamblare, dificultăți de normare și mecanizare, complexitatea planificării producției și reparației.

Calculul lanțurilor dimensionale prin metoda de ajustare poate fi efectuat folosind metoda maxim-minim sau metoda probabilistică. Calculul presupune selectarea unui element din lanțul dimensional în calitate de compensator pentru a fi modificat ulterior în timpul asamblării prin prelucrare mecanică suplimentară. Toleranța de ajustare a compensatorului nu trebuie să depășească toleranța specificată a elementului de închidere.

Astfel, se poate asigura ajustarea elementului de închidere nu numai în timpul asamblării, ci și în exploatare, precum și posibilitatea de asigurare a controlului automat al preciziei [61].

Domeniul de aplicare – toate tipurile de fabricare a lanțurilor dimensionale cu înaltă precizie.

Dezavantajele metodei – posibile complicații la proiectarea piesei, creșterea numărului de piese, asamblarea mai complicată datorită măsurărilor și reglărilor de rigoare.

1.8. Metoda de reglare

Precizia necesară se obține datorită modificărilor elementului de compensare cu ajutorul unor compensatoare speciale cu mișcare continuă sau periodică a pieselor sau prin selectarea acestora din urmă.

Posibilitatea reglării elementului de închidere este asigurată nu numai în timpul asamblării, dar și în timpul exploatării, precum și posibilitatea de asigurare a controlului automat al preciziei.

Domeniul de aplicare – toate tipurile de fabricare când lanțurile au o înaltă precizie.

Dezavantajele metodei – complicații posibile la proiectarea piesei, creșterea numărului de piese, dificultăți la asamblare din cauza măsurărilor și reglării de rigoare.

Calculul lanțurilor dimensionale prin metoda de reglare poate fi efectuat, folosind metoda maxim-minim sau metoda probabilistică. În acest caz, se alege un element constructiv care va servi drept element compensator cu scopul de asigurare, la asamblare, a preciziei necesare și abaterilor-limită specificate ale elementului de închidere.

Aceasta este o metodă în care precizia necesară a elementului de închidere a unui lanț dimensional este obținută prin schimbarea elementului de compensare fără a îndepărta stratul de metal [26].

În calitate de compensatoare fixe se utilizează seturi de piese – inele de schimb, bușe, șaibe etc. selectate în timpul asamblării sau seturi de garnituri de aceeași grosime sau de grosimi diferite, numărul lor fiind determinat de necesitate (figura 1.4). Diferența de dimensiuni dintre treptele vecine ale pieselor de compensare nu trebuie să depășească toleranța elementului de închidere, de asemenea, grosimea garniturii din set trebuie să fie mai mică decât toleranța elementului de închidere [23, 24].

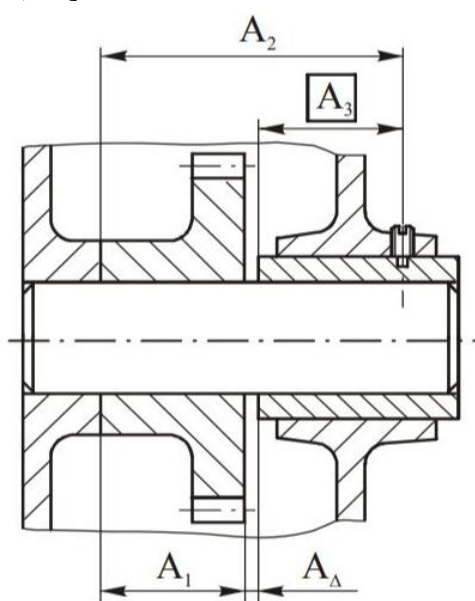


Fig. 1.4. Metoda reglării cu utilizarea compensatorului mobil

La calculul compensatoarelor mobile se iau în considerare caracteristicile tehnologice constructive ale acestora și metoda de compensare a erorilor (în trepte sau continuu). Dispozitivele cu șurub compensează erorile în mod continuu. Pentru a le deplasa la o distanță egală cu cea mai mare compensație calculată, se va calcula numărul necesar de rotații ale șurubului (sau piuliței).

Dacă în proiectare sunt prevăzute poziții fixe cu șuruburi sau piulițe, atunci compensarea se efectuează în trepte.

Pentru calculul compensatorilor elastici se ia în considerare lucrul arcului de care depinde intervalul de reglare a deformărilor elementului de închidere. Ca urmare a deplasării arcului în timpul lucrului, trebuie asigurată schimbarea elementului de închidere în limitele câmpului de compensare.

Calculul compensatoarelor autoreglabile trebuie să asigure eliminarea automată neîntreruptă a erorilor elementului de închidere.

1.9. Metode de calcul al toleranțelor

Calculul toleranțelor constă în determinarea influenței toleranțelor asupra elementelor constructive, conform toleranței elementului de închidere.

Analiza lanțurilor de dimensiuni reprezintă un mijloc de rezolvare rațională a problemelor datorate funcționării în ansamblu a mașinilor, stabilirea condițiilor de precizie, cu alegerea corectă a toleranțelor de fiabilitate necesare bunei funcționări a mașinilor [5].

Există mai multe metode de calculare a toleranțelor cum ar fi: metoda încercării și erorilor, egalității treptelor de precizie egale, influența proporțională, toleranțele egale și justificarea economică a toleranțelor.

1. Metoda încercărilor. Toleranțele sunt determinate în urma mai multor încercări. În acest sens, se va respecta următoarea procedură de calcul:

- 1) tuturor elementelor constructive ale lanțului dimensional li se vor aloca toleranțe convenabile și valori-limită ale abaterilor;
- 2) se calculează toleranța și coordonata centrului câmpului de toleranță al elementului de închidere;
- 3) se compară valorile calculate și cele alocate. Dacă valorile nu se potrivesc, atunci toleranțele și abaterile-limită ale tuturor sau ale unei părți a elementelor constructive se corectează, după care din nou sunt determinați parametrii de calcul, fiind comparați cu cei propuși. Încercările continuă până când condiția de egalitate a parametrilor calculați și a celor propuși este îndeplinită.

Pentru lanțurile dimensionale cu mai multe elemente se recomandă următoarea procedură de calcul: tuturor elementelor constructive ale lanțului dimensional, cu excepția elementului de legătură, li se alocă toleranțe economice și abateri-limită, după care se determină toleranța și coordonatele centrului câmpului de toleranță al elementului de legătură [3, 6].

Metoda se utilizează la calculul toleranțelor pieselor de unicat și în serie mică. La dezavantajele acestei metode se referă volumul mare de calcule când este efectuat manual, îndeosebi când este vorba de un număr mare de elemente constructive, precum deciziile subiective de efectuare a încercărilor.

2. Metoda egalității treptelor de precizie. Conform acestei metode, tuturor elementelor constructive li se alocă toleranțe cu aceeași treaptă de precizie. Treapta de precizie se determină în funcție de toleranța elementului de închidere, de numărul de elemente constructive ale lanțului dimensional și de valorile lor nominale. Toleranțele găsite sunt ajustate, ținând cont de cerințele de exploatare și de posibilitățile economice de fabricare a pieselor.

3. Metoda influenței proporționale. Conform acestei metode, tuturor elementelor constructive ale lanțului dimensional li se alocă toleranțe, ținând cont de raportul de transmisie, coeficientul de distribuție relativă și valoarea nominală a elementelor.

4. Metoda toleranțelor egale. Conform acestei metode, tuturor elementelor constructive ale lanțului dimensional li se alocă toleranțe egale. Metoda este utilizată la calculul lanțurilor dimensionale ale căror componente sunt de același tip, iar dimensiunile nominale diferă puțin și pot fi efectuate cu aproximativ aceeași precizie economică. Toleranța obținută este ajustată la unele elemente constructive, în funcție de valoarea lor, cerințele de proiectare și dificultățile tehnologice de fabricație.

Metoda toleranțelor egale este simplă, dar nu este suficient de precisă, deoarece ajustarea toleranțelor elementelor constructive este arbitrară. Ea poate fi recomandată numai pentru alocarea preliminară a toleranțelor.

5. Metoda de justificare economică a toleranțelor. Toleranțele elementelor lanțului dimensional sunt stabilite astfel, încât costul de fabricație a pieselor ale căror dimensiuni corespund cu cele ale elementelor lanțului, pentru o toleranță dată a elementelor de închidere, să fie cel mai mic. Pentru calculul toleranțelor prin această metodă trebuie să se țină cont neapărat de datele privind costurile de prelucrare a pieselor cu diferite trepte de precizie. Prețul de cost al efectuării operațiunilor și toleranța dimensiunii suprafeței prelucrate sunt legate printr-o relație hiperbolică astfel, încât odată cu creșterea toleranței costul procesării scade.

Metoda de justificare economică a toleranțelor poate fi implementată pe baza principiului optimizării, folosind un computer. Dezavantajele metodei constau în dificultatea și volumul mare

de lucru, precum și în lipsa unor date normative sistematizate care să clarifice legătura dintre precizie și costuri (costul de producție, durata efectuării calculelor), ceea ce ar permite alcătuirea unei funcții-țintă corespunzătoare.

1.10. Calculul lanțurilor dimensionale liniare și unghiulare

În lanțurile dimensionale liniare, elementele sunt dimensiuni liniare, fiind situate pe linii paralele. Toleranța elementului de închidere în lanțurile dimensionale liniare este egală cu suma toleranțelor tuturor elementelor lanțului dimensional (crescătoare și descrescătoare). Calculul lanțurilor dimensionale liniare se efectuează prin metoda maxim-minim sau prin metoda probabilistică bazată pe formularea ecuațiilor lanțului dimensional.

Lanțurile dimensionale unghiulare pot fi de două tipuri.

1. Lanțurile unghiulare de primul tip includ lanțurile cu vârf comun ale căror elemente formează un contur închis aflat fie în jurul unei părți a cercului (lanțuri dimensionale sectoriale), fie pe întregul cerc (lanțuri dimensionale circulare). În lanțurile dimensionale unghiulare de primul tip, dimensiunile unghiulare sunt stabilite în unități unghiulare (grade, minute, secunde, radiani) (figura 1.5).

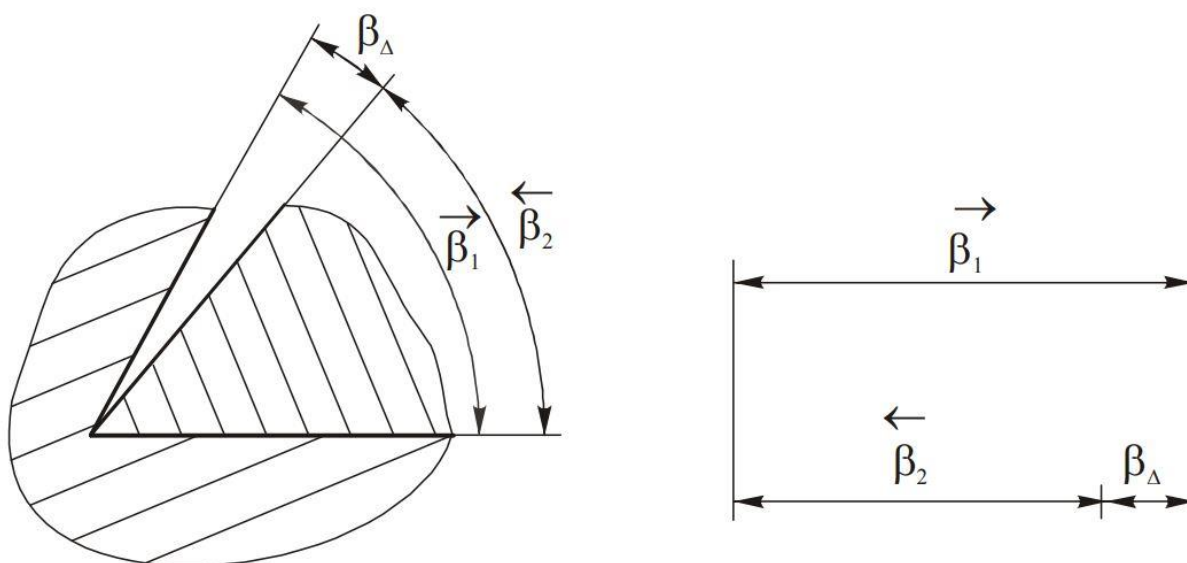


Fig. 1.5. Lanț dimensional unghiular

Diagramele de circuit de primul tip sunt un contur închis, delimitat de raze și arce ale cercurilor corespunzătoare dimensiunilor unghiulare.

Lanțurile dimensionale unghiulare de primul tip se calculează, folosind formule pentru calcularea lanțurilor dimensionale liniare în care valorile liniare sunt înlocuite cu cele unghiulare.

2. Lanțurile dimensionale unghiulare de al doilea tip nu au un punct comun și constau din elemente care definesc poziția relativă (rotația) a suprafețelor și axelor (perpendicularitate, paralelism etc.). Ele sunt, de asemenea, numite lanțuri de elemente relative.

În lanțurile dimensionale unghiulare de al doilea tip legăturile sunt date în valori liniare care se atribuie lungimii bazelor [35].

În majoritatea cazurilor, aceste lanțuri pot fi aduse la un vârf comun condiționat. Dacă în lanțurile unghiulare toate vârfurile unghiurilor coincid sau pot fi combinate prin construcții geometrice, atunci metodele de rezolvare a acestora sunt similare cu metodele de rezolvare a lanțurilor liniare; în alte cazuri, calculul se reduce la rezolvarea unui lanț dimensional plan. Înainte de a face calcule, dimensiunile unghiulare sunt aduse la o singură lungime de bază calculată pentru toate legăturile acestui lanț. În calcule se utilizează, de asemenea, valorile relative ale toleranțelor sau abaterilor admise, care sunt considerate abateri-limită ale legăturilor liniare, ale căror valori nominale sunt zero.

1.11. Calculul lanțurilor dimensionale plane și spațiale

Cerințele tehnice față de o mașină sunt de obicei stabilite în două planuri reciproc perpendiculare. În general, precizia este asigurată de calculul lanțurilor dimensionale plane sau spațiale cu legături liniare și/sau unghiulare.

Datorită numărului mare de elemente ale lanțului dimensional, un lanț dimensional plan trebuie rezolvat prin metode probabilistice. Cu toate acestea, în cazuri justificate, se utilizează un calcul maxim-minim.

Există două modalități de rezolvare a unui lanț dimensional plan în cadrul rapoartelor de transmisie constante, care nu iau în considerare efectul erorii unghiului asupra preciziei elementelor de închidere liniară și efectul erorii dimensiunii liniare asupra preciziei unghiurilor.

1. Lanțul dimensional plan este rezolvat prin reducerea acestuia la un singur lanț dimensional liniar cu înlocuirea elementelor lanțului dimensional prin proiecțiile lor în direcția elementului de închidere.

2. Lanțul dimensional plan este rezolvat prin reducerea acestuia la două lanțuri dimensionale liniare prin proiectarea în două direcții reciproc perpendiculare. Metoda se bazează pe presupunerea închiderii poligonului valorilor-limită ale elementelor.

În rapoartele de transmisie variabile ale elementelor, un lanț dimensional plan este, de asemenea, rezolvat în două moduri.

1. Lanțul dimensional plan este rezolvat prin considerarea unor erori suplimentare care iau în calcul influența toleranțelor unghiului. Dacă un lanț plan este descompus în două lanțuri liniare,

atunci toleranțele unghiului sunt proiectate pe ambele direcții ale elementelor de închidere. La determinarea toleranței elementelor de închidere, este necesar să se țină cont de eroarea suplimentară introdusă de fiecare componentă a erorii unghiului.

2. Lanțul dimensional plan se rezolvă ținând cont de natura aleatorie a distribuției erorilor dimensionale liniare și unghiulare. Elementele componente sunt reprezentate de vectori care au erori de lungime și poziție. Eroarea elementelor se caracterizează prin câmpurile de distribuție ale lungimii și unghiului acesteia, care determină poziția acestui element în sistemul de coordonate al piesei. Eroarea totală a lanțului este determinată de aria de distribuție a pozițiilor capătului elementului de închidere. În acest caz, lanțul dimensional plan este reprezentat ca un poligon vectorial. Lanțul este rezolvat prin metoda Monte-Carlo, prin proiectarea sumei vectoriale pe axe de coordonate paralele cu axele de bază ale piesei, originea căruia coincide cu începutul primului element.

Lanțul spațial cu elemente liniare este descompus în trei lanțuri liniare prin proiectarea în trei direcții reciproc perpendiculare, una dintre care este combinată cu direcția nominală a elementului de închidere. Proiecțiile valorilor nominale ale elementelor, toleranțele și coordonatele punctelor medii ale câmpurilor de toleranță sunt determinate de trei direcții de coordonate. Apoi se determină valoarea nominală totală, toleranța și coordonata centrului câmpului de toleranță al elementului de închidere.

Lanțul spațial cu elemente unghiulare este descompus în două lanțuri plane prin proiectarea pe două planuri reciproc perpendiculare. În acest caz, o suprafață plană coordonată va coincide cu direcția elementului de închidere. Valorile nominale ale unghiurilor, toleranțele acestora și coordonatele centrului câmpurilor de toleranță sunt determinate conform celor două direcții de coordonate. Apoi se calculează parametrii elementului de închidere.

1.12. Calculul lanțurilor dimensionale interconectate

Calculul lanțurilor dimensionale paralele și combinate depinde de elementele comune și de toleranța medie a elementelor constructive.

Când se rezolvă o problemă concretă, se întocmește un tabel în care se specifică denumirile tuturor lanțurilor dimensionale aferente, numărul de elemente constructive și toleranța medie a acestora, toleranțele elementelor de închidere și metodele de obținere a preciziei acestora din urmă. Conform tabelului, orientativ se determină lanțurile în care toleranțele elementelor comune vor fi cele mai mici, fiind presupusă succesiunea calculului.

La rezolvarea problemei inverse, fiecare lanț dimensional este calculat separat.

1.13. Calculul lanțurilor dimensionale care conțin elemente-joc și elemente vectoriale

Lanțurile dimensionale de asamblare pot include elemente-joc ale căror modificare conduce la modificarea elementului de închidere. Elementul-joc este determinat de valoarea sa nominală cu abateri. Lanțurile dimensionale în acest caz sunt calculate ca lanțuri dimensionale liniare. Dacă în timpul asamblării și exploatării jocul piesei este complet orientat într-o direcție (sub acțiunea sarcinii, forțelor de lucru, arcurilor sau în orice alt mod), atunci lanțurile dimensionale sunt realizate astfel, încât jocurile să nu afecteze elementul de închidere.

Elementele-vectori sunt legate de unele erori: bătaia radială, bătaia frontală, abaterea de la coaxialitate, de la paralelism etc.

Valoarea nominală a erorii vectoriale este zero, iar centrul câmpului de distribuție coincide cu valoarea nominală, de aceea, prezența în lanțul dimensional a elementelor-vector nu va afecta valoarea nominală a elementului de închidere și coordonatei centrului câmpului de toleranță al acestui element, dar va afecta toleranța acestuia.

În general, calculul lanțurilor dimensionale cu elemente-vector se reduce la calculul lanțurilor dimensionale spațiale.

1.14. Analiza dimensională a mașinii

Scopul analizei dimensionale a mașinii constă în justificarea construcției finale a ei, stabilirea cerințelor privind precizia amplasării relative a unităților de asamblare, alocarea preliminară a toleranțelor pentru fabricarea unităților de asamblare, alegerea metodelor pentru a obține precizia necesară a elementelor de închidere la asamblarea mașinii. Analiza dimensională a mașinii se recomandă a fi efectuată în următoarea ordine:

1. În etapa inițială a elaborării proiectului tehnic se întocmește schema aspectului general al mașinii. Din punct de vedere al rentabilității asamblării, cea mai bună schemă este cea care nu necesită ajustare, verificare și reglare.

2. Sunt identificate toate cerințele de precizie impuse poziției relative a unităților de asamblare și a pieselor mașinii, adică se determină elementul de închidere și cerințele față de acesta.

3. Sunt identificate dimensiunile pieselor care influențează asupra preciziei elementului de închidere și sunt întocmite scheme dimensionale care stabilesc interrelațiile dimensionale ale nodurilor și pieselor asamblate în mașină.

4. Este determinată precizia medie a elementelor constructive ale lanțurilor dimensionale, fiind prezisă o anumită precizie a elementului de închidere. Comparând toleranța calculată a

elementului de închidere cu precizia prezisă, se alege metoda de obținere a preciziei necesare a elementului de închidere.

Dacă toleranța calculată este mai mică decât toleranța prezisă sau diferă puțin de aceasta, atunci precizia necesară poate fi asigurată prin metoda interschimbabilității. Însă dacă toleranța calculată este mai mare decât cea prezisă, atunci precizia necesară trebuie asigurată prin metoda de compensare. Dacă din anumite motive este imposibil a fi utilizat un compensator, trebuie redusă toleranța calculată, respectând condiția de egalitate aproximativă a toleranței calculate și prezise.

În general, abaterile geometrice pe piesele reale sunt inevitabile din cauza impreciziei fiecărui proces de fabricație și a incertitudinii asociate fiecărui proces de măsurare. Pentru a garanta totuși asamblarea, funcționalitatea și estetica unui produs, aceste abateri geometrice trebuie limitate [12].

Reducerea toleranței calculate poate fi efectuată prin reducerea numărului de elemente constructive și a toleranțelor acestora. Prima metodă necesită o modificare a schemei de dispunere sau a proiectării unităților de asamblare, a doua ține de complicația tehnologiei de fabricație a pieselor. Deseori, decizia finală poate fi luată numai după efectuarea calculelor economice comparative.

După găsirea toleranțelor elementelor constructive, se evaluează posibilitatea asigurării lor în producție.

La analiza dimensională a mașinii este necesar să se asigure comoditatea și rapiditatea de elaborare a lanțului dimensional al pieselor mecanismului și calculul dimensiunilor pieselor. În acest sens, trebuie respectate următoarele procedee ale metodologiei de bază.

1. Pentru a determina relațiile dintre piese, mecanismul trebuie prezentat într-un număr necesar de proiecții și să se dea secțiunile sale în planuri anumite.

2. Analiza dimensională a mecanismului trebuie efectuată în două planuri, fiind proiectate toate dimensiunile interdependente în trei axe de coordonate.

3. Posibilitatea realizării legăturilor dimensionale prin metode tehnologice simple.

4. Este necesar să se prezinte grafic lanțurile dimensionale principale și cele mai complexe sistemele dimensionale. Lanțurile de asamblare simple și neesențiale pot fi scrise nemijlocit în formă de ecuații.

5. Fiecare diagramă dimensională trebuie să fie însoțită de o explicație, ceea ce constituie un parametru al mecanismului (element de închidere) din ansamblul sau sistemul dimensional dat, cu indicarea valorilor-limită. Aceste informații sunt necesare la selectarea metodei de obținere a preciziei și pentru determinarea succesiunii de soluționare a elementelor de asamblare.

6. Pentru clarificarea interrelațiilor dintre lanțurile dimensionale de asamblare este necesar să se asigure comparabilitatea acestora, scop în care schemele trebuie să fie plasate pe o singură pagină (sau pe mai multe convenabile pentru comparație), fără a le separa prin calcule pentru a simplifica sistemul de ecuații.

7. Ecuațiile de calcul trebuie plasate pentru fiecare lanț dimensional pe o foaie separată, construind și o diagramă a acestui lanț. Pe aceeași pagină este scrisă și soluția acestui lanț de asamblare sau a sistemului de dimensiuni.

8. Pentru comoditatea orientării în schemele lanțului dimensional și pentru a găsi mai ușor dimensiunile necesare etc. este necesar ca sub linia de dimensiune, care reprezintă pe schemă elementul lanțului dimensional, să se plaseze numărul piesei (conform specificației) careia îi aparține dimensiunea respectivă.

Sistemul de notare trebuie să asigure ușurința și rapiditatea de trecere de la analiza dimensională a mecanismului în ansamblu la analiza fiecărei piese individuale care face parte din acest mecanism. Aceasta trebuie să fie selectată astfel, încât să fie ușor de observat în schema generală a elementelor constructive, la care piesă se referă cota respectivă.

Sistemul de notare ar trebui, de asemenea, să ofere posibilitatea de orientare cu ușurință în schemele dimensionale când în baza acestora se construiesc lanțuri dimensionale ale pieselor, posibilitatea de identificare rapidă a elementelor comune de legătură a lanțurilor de asamblare, ceea ce este necesar pentru a stabili succesiunea soluționării acestora.

1.15. Analiza dimensională a unității de asamblare

În cadrul analizei dimensionale a unei unități de asamblare se efectuează următoarele acțiuni: se construiește schema desenului tehnic în mai multe proiecții; sunt identificate și specificate toate cerințele privind precizia poziției relative a pieselor în unitatea de asamblare proiectată și se determină elementul de închidere; sunt identificate lanțurile dimensionale ale suprafețelor pieselor prin construirea elementelor dimensionale; se calculează eroarea totală așteptată și se stabilește metoda de obținere a preciziei necesare a elementului de închidere; pe baza analizei rezultatelor calculului lanțurilor dimensionale, dacă este necesar, se modifică proiectarea pieselor individuale și dimensionarea în desenele tehnice de lucru [91].

1.16. Analiza dimensională a pieselor

Poziția reciprocă a suprafețelor pieselor poate fi notată în desene prin sisteme dimensionale diferite, cu precizie dimensională diferită. Dimensionarea și toleranțele în desenul piesei ar trebui

să reflecte, în primul rând, cerințele față de piesă, reieșind din destinația funcțională a sa, și, în al doilea rând, să ofere posibilitatea fabricării piesei prin metode tehnologice simple.

Prima condiție se respectă prin identificarea elementelor dimensionale ale suprafețelor pieselor în urma analizei dimensionale a mecanismului, a doua condiție se exprimă prin alegerea corectă a metodei de calculare a preciziei elementului de închidere și alocarea motivată a toleranțelor dimensionale ale pieselor din cadrul lanțurilor dimensionale de asamblare. În acest sens, trebuie respectate următoarele cerințe:

1. Desenul tehnic trebuie să conțină nemijlocit dimensiunile interfețelor și dimensiunile lanțurilor elementelor de asamblare. Celelalte dimensiuni se indică, reieșind din posibilitățile de fabricare a piesei.

2. Dimensionarea pieselor în desenele tehnice trebuie să asigure obținerea celor mai scurte lanțuri de asamblare a mecanismului, în care numărul de elemente constructive este egal cu numărul de piese asociate. Analiza lanțurilor dimensionale de asamblare va permite determinarea modului în care este mai convenabil a stabili dimensiunile pieselor.

3. Numărul dimensiunilor în desenul tehnic trebuie să fie suficient pentru fabricarea și controlul piesei.

4. Fiecare dimensiune trebuie marcată în desenul tehnic o singură dată.

5. Lanțul de dimensiuni din desenul tehnic al piesei nu trebuie să fie închis.

Dimensiunile în desenul tehnic al piesei alcătuiesc un lanț dimensional detaliat. Dimensiunile elementelor acestui lanț se obțin în cadrul unor anumite operațiuni tehnologice. Dimensiunea de închidere se determină în urma traversării tuturor etapelor tehnologice. Această dimensiune include erorile dimensiunilor piesei care apar în timpul fabricării ei. De aceea, ca dimensiune de închidere se ia cea mai puțin importantă dimensiune a piesei, care în desenul tehnic nu este marcată, iar lanțul de dimensiuni ale elementelor rămâne deschis. Dacă elementul de închidere are dimensiuni mari, atunci în desen este marcat în calitate de dimensiune de referință. Dimensiunile de referință nu sunt controlate în timpul fabricării piesei.

6. Dimensionarea trebuie efectuată astfel, încât la fabricarea unei piese, dimensiunea cea mai exactă să aibă cea mai mică eroare. În acest scop, se va utiliza metoda de dimensionare în lanț, în coordonate și metoda combinată.

În metoda de dimensionare în lanț dimensiunile sunt plasate succesiv – în lanț. Într-o astfel de succesiune, eroarea obținută a fiecărei dimensiuni nu depinde de erorile dimensiunilor anterioare, ceea ce este principalul avantaj al acestei metode. De aceea, metoda este utilizată la dimensionarea distanțelor interaxiale, a pieselor în trepte, unde trebuie să se obțină dimensiuni exacte între trepte etc.

În metoda de dimensionare în coordonate, dimensiunile sunt setate de la o bază. Prin urmare, precizia oricărei dintre dimensiuni nu depinde de precizia celorlalte dimensiuni. Această metodă este utilizată când este necesară poziționarea precisă a elementelor piesei în raport cu o bază. Dezavantajul metodei constă într-o ușoară creștere a erorii dimensionale între elementele învecinate ale piesei.

Metoda de dimensionare combinată este o îmbinare a metodei în lanț și a coordonatelor.

7. La proiectarea dimensiunilor trebuie luate în considerare natura fabricării și tehnologia de prelucrare a piesei.

Metodele de proiectare a dimensiunilor în desenele tehnice influențează asupra tehnologiei construcției piesei, deoarece desenul tehnic impune anumite condiții procesului de fabricație, și invers. Optimizarea complexă a proceselor tehnologice necesită o abordare combinată a proceselor de fabricație și a problemelor echipamentelor [25]. De fapt, între dimensionarea pe desenul tehnic și succesiunea de prelucrare a piesei există o anumită interacțiune.

Metoda de coordonare reciprocă a suprafețelor determină, de asemenea, în mare măsură tipul sculei de așchiere, mijloacelor de măsurare, construcției dispozitivelor și, în principal, capacitatea de a funcționa în utilajul reglat.

8. În desenele tehnice, dimensiunile trebuie indicate astfel, încât să poată fi realizate nemijlocit în procesul prelucrării piesei fără a schimba bazele și a recalcula toleranțele.

Indiferent de sistemul de dimensiuni prezis inițial în desenul tehnic, în timpul proiectării operațiilor tehnologice sau al realizării acestora, setarea dimensiunii poate fi modificată în conformitate cu metoda acceptată de prelucrare a pieselor și a bazelor tehnologice. Cu toate acestea, dacă este necesară păstrarea toleranțelor specificate în desenul tehnic, acest lucru va conduce inevitabil la micșorarea toleranțelor la prelucrare. Mai avansată din punct de vedere tehnologic este determinarea dimensiunilor în desenele tehnice, care prevede condițiile procesului tehnologic și, prin urmare, exclude necesitatea prelucrării pieselor cu toleranțe tehnologice mici.

9. Dimensiunile care definesc distanțele dintre suprafețele neprelucrate trebuie să comunice între ele, formând sublanțuri separate care nu includ alte dimensiuni.

Piese cu suprafețe neprelucrate se disting prin două sisteme de dimensiuni: ale semifabricatului (dimensiunile, suprafețele netratate de legătură) și ale piesei (dimensiunile care leagă suprafețele prelucrate). În acest sens, dimensiunile acestor piese pot fi de trei tipuri: care leagă numai suprafețe neprelucrate; numai suprafețe prelucrate și suprafețele neprelucrate cu cele prelucrate.

Dimensiunile de primul tip formează un sistem de dimensiuni ale semifabricatului, al doilea – un sistem de dimensiuni ale piesei, al treilea – coordonează aceste două sisteme unul cu

altul. Construcția fiecăruia dintre aceste sisteme este supusă principiilor generale de dimensionare menționate mai sus.

Legăturile dimensiunilor suprafețelor prelucrate și neprelucrate sunt permise numai în cazul când cea din urmă este bază a prelucrării mecanice.

10. Fiecare suprafață prelucrată a unei piese poate fi legată prin dimensiune la nu mai mult de o suprafață neprelucrată.

1.17. Sarcinile analizei dimensionale a proceselor tehnologice

Una dintre sarcinile principale ale analizei dimensionale a proceselor tehnologice este determinarea corectă și rezonabilă a dimensiunilor tehnologice intermediare și finale și a toleranțelor acestora pentru piesa prelucrată.

Natura legăturilor dimensionale constructive este definită de proiectant care ține cont de caracteristicile tehnologice ale mașinilor-unelte, dar nu în detrimentul funcționalității acestora. Prin urmare, efectuarea analizei dimensionale pe o îmbinare a acestor două faze este foarte importantă în scopul îmbunătățirii adaptabilității dimensionale la fabricarea detaliilor realizate [50].

La elaborarea proceselor tehnologice de prelucrare a pieselor pe mașini deja ajustate, în condiții de producție în serie și în masă, pentru fiecare operațiune se face o schiță operațională. În această schiță, tehnologul indică suprafețele de bază cu semne convenționale, precum și suprafețele cu dimensiunile și toleranțele prelucrate în timpul acestei operații. Aceste dimensiuni pot fi intermediare sau finale. Toate acestea sunt obținute ca urmare a efectuării acestei operațiuni, fiind stabilite de tehnolog și sunt numite cote tehnologice, spre deosebire de cele de proiectare stabilite de proiectant la proiectarea piesei.

Dimensiunile tehnologice finale pot coincide sau nu cu dimensiunile de proiectare, deoarece proiectantul, la setarea dimensiunilor în desenul piesei, nu are întotdeauna posibilitatea de a lua în considerare tehnologia fabricării piesei și mașinile la care va fi procesată. Însă, tehnologia de prelucrare a piesei și mașinile-unelte utilizate au un impact semnificativ asupra dimensionării pieselor. În unele cazuri, este necesar să se precizeze durata tuturor etapelor dintr-o bază de măsurare, în alte cazuri – pentru un număr de pași de la capătul arborelui și, în al treilea caz, sub forma unui lanț de la capăt etc. Prin urmare, când sunt elaborate procesele tehnologice pentru prelucrarea semifabricatelor pieselor mașinii, tehnologul trebuie adesea să stabilească dimensiunile tehnologice în locul dimensiunilor de proiectare și să determine toleranțele pentru aceste dimensiuni, astfel încât, ca urmare a alocării lor, să fie asigurate dimensiunile și toleranțele stabilite de proiectant.

Pe dimensiunile liniare ale pieselor incluse în lanțurile dimensionale de asamblare, proiectantul stabilește toleranțele și abaterile-limită pe baza calculului lanțurilor dimensionale de asamblare. Prin urmare, orice extindere arbitrară a câmpurilor de toleranță și limitarea abaterilor la aceste dimensiuni din orice motive tehnologice este inacceptabilă.

La determinarea dimensiunilor diametrale în timpul prelucrării, este necesar să se țină seama de faptul că dimensiunile tehnologice ale suprafețelor individuale nu se influențează reciproc în timpul prelucrării. Prin urmare, procedurile de calcul sunt efectuate independent pentru fiecare suprafață [38].

Într-o piesă pot exista mai multe lanțuri dimensionale liniare independente sau conectate.

La efectuarea dimensiunilor de lungime în procesul de prelucrare sunt de obicei implicate două suprafețe, dintre care una este prelucrată, iar cealaltă este suprafața de la care trebuie menținută dimensiunea necesară [31]. Când se lucrează la mașini setate personalizat, scula de așchiere sau opritorul mașinii este reglat de pe această suprafață. Prin urmare, această suprafață se numește bază de reglare.

Dacă o suprafață este prelucrată cu o singură mașină-unealtă, atunci când se lucrează pe mașini setate personalizat, în calitate de bază de reglare este de obicei utilizată bază tehnologică a piesei. La prelucrarea cu mai multe mașini-unelte, cu mai multe suprafețe, acestea sunt prelucrate simultan cu mașini-unelte diferite, iar la prelucrarea cu mai multe poziții pe mașini semiautomate și agregat de tip, în calitate de bază de reglare sunt utilizate două suprafețe. Una dintre ele coincide cu baza tehnologică. Una dintre mașinile-unelte de prelucrare este reglată de pe această suprafață, iar suprafața prelucrată cu această mașină-unealtă va servi ca bază de reglare pentru toate celelalte mașini-unelte.

Bazele tehnologice și de reglare pot coincide sau nu cu bazele constructive, adică cu suprafețele de la care dimensiunile sunt indicate în desenul piesei. Dacă bazele tehnologice și de reglare nu coincid cu bazele constructive, tehnologul este obligat să recalculeze dimensiunile și toleranțele de la bazele tehnologice și de reglare acceptate și să stabilească dimensiunile tehnologice pe schița operațională a piesei prelucrate. Dacă sunt stabilite toleranțe stricte pentru dimensiunile constructive, atunci recalcularea dimensiunilor din baze noi poate conduce la toleranțe dificil de realizat pentru cotele tehnologice.

În acest caz, este necesar să se revizuiască, împreună cu proiectantul, dimensionarea în desenul piesei sau să se introducă o prelucrare suplimentară pentru suprafața ce cauzează dificultăți în realizarea cotelor tehnologice.

Dimensiunile stabilite de proiectant în desenul piesei determină deja secvența de prelucrare a suprafețelor individuale interconectate prin dimensiuni liniare. Dar această cauză, nu este

întotdeauna fezabil când se prelucurează o piesă brută pe mașini personalizate, deoarece bazele tehnologice și de reglare pot să nu coincidă întotdeauna cu bazele constructive. În acest sens, devine necesar, atunci când se proiectează procesele tehnologice, să se stabilească cote tehnologice pentru efectuarea operațiunilor și trecerilor individuale.

Determinarea cotelor și toleranțelor tehnologice pentru acestea ar trebui să se bazeze pe identificarea și calcularea lanțurilor dimensionale tehnologice care exprimă relația dimensiunilor piesei în lucru pe măsură ce se realizează procesul tehnologic. Cu toate acestea, ca urmare a calculului lanțurilor dimensionale tehnologice, se poate dovedi că secvența acceptată de prelucrare a suprafețelor individuale ale piesei în prelucrare este irațională, deoarece toleranțele privind cotele tehnologice sunt dificil de îndeplinit. În acest caz, este necesar să se revizuiască ordinea de prelucrare a suprafețelor piesei și să se stabilească o astfel de ordine, care să permită o suprapunere maximă a bazelor tehnologice, de reglare și cele constructive.

Astfel, analiza dimensională a proceselor tehnologice, bazată pe identificarea și calcularea lanțurilor dimensionale tehnologice, permite nu numai stabilirea dimensiunilor tehnologice și a toleranțelor pentru ele, ci și împărțirea mai rezonabilă a procesului în operațiuni și treceri.

Unele suprafețe ale semifabricatelor pot fi prelucrate în mai multe treceri sau operațiuni, în funcție de rugozitatea și precizia de prelucrare necesare. În acest caz, se lasă o toleranță pentru tranziția sau operațiunea ulterioară și se stabilește dimensiunea intermediară necesară a procesului. Pentru a determina această dimensiune, este necesar să se calculeze lanțul de dimensionare a procesului, având ca verigă de închidere toleranța. Toleranța trebuie să fie prestabilită la valoarea sa minimă, în conformitate cu îndrumările tehnologice corespunzătoare. Ca urmare a calculului unui astfel de lanț, se determină nu numai cota tehnologică, ci și valorile nominale și maxime ale toleranței. În rezultatul calculului secvențial al lanțurilor de dimensionare a procesului, ale căror elemente de închidere sunt toleranțele, se determină dimensionarea cea mai corectă a piesei prelucrate.

Astfel, sarcinile analizei dimensionale a proceselor tehnologice includ definirea: cotelor tehnologice și toleranțelor acestora pentru fiecare trecere; abaterilor maxime în mărimea toleranțelor și calculul mărimii semifabricatelor; celei mai raționale fază de prelucrare a suprafețelor piesei, asigurând precizia necesară a dimensiunilor.

Soluția tuturor acestor probleme este posibilă numai pe baza identificării și calculului lanțurilor dimensionale tehnologice.

Pentru a identifica lanțurile dimensionale tehnologice, este necesar să se elaboreze în prealabil procesul tehnologic de prelucrare a semifabricatului și, pe baza acestuia, să se întocmească o schemă dimensională a procesului.

1.18. Concluziile la capitolul 1

În capitolul 1 sunt expuse rezultatele studiului metodelor și ale opțiunilor aplicare în analiza dimensională.

Au fost identificate mai multe abordări moderne de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale.

În baza studiului stării cercetărilor în domeniu a fost formulat scopul și identificate obiectivele pentru realizarea scopului.

Scopul lucrării: argumentarea preciziei de fabricație, reducerea costurilor de producție și îmbunătățirea calității proceselor tehnologice prin optimizarea toleranțelor ansamblurilor transmisiilor precesionale.

Obiectivele cercetării:

- argumentarea treptei preciziei de execuție a pieselor transmisiei precesionale de tipul 2K-H;
- elaborarea procedurii tehnologice de reglare a jocului interdental în angrenările precesionale A_{cx-cv}^D și A_{cx-cv}^B ;
- elaborarea construcției optime a roții-satelit; reducerea indicilor masă-gabarit și asigurarea flexibilității dinților cu suportul programului “Autodesk Inventor”;
- simularea numerică a transmisiei din metal și masă plastică cu mișcare sfero-spațială a roții-satelit în transmisia de tipul 2K-H;
- elaborarea mecanismului de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sfero-spațială a roții-satelit în angrenările A_{cx-cv}^D și A_{cx-cv}^B care permite flotarea satelitului;
- elaborarea schemei tehnologice de asamblare cu autoreglarea componentelor transmisiei precesionale de tipul 2K-H.

2. CALCUL AUTOMATIZAT AL LANȚURILOR DIMENSIONALE TEHNOLOGICE. ÎMBUNĂTĂȚIREA FORMEI ROȚII-SATELIT

Automatizarea analizei dimensionale este înțeleasă ca utilizarea sistematică a calculatorului în procesul de soluționare a problemelor cu distribuția optimă a muncii între persoană și calculator. Împărțirea sarcinilor între persoană și calculator ar trebui să fie realizată astfel, încât proiectantul – constructorul sau tehnologul – să soluționeze sarcini de natură creativă, iar computerul – sarcini legate de performanța proceselor de rutină sau formal-mentale [58].

De obicei, identificarea lanțurilor dimensionale și analiza acestora se efectuează fără utilizarea unui computer, celelalte etape fiind efectuate de proiectant în mod interactiv cu computerul [27, 28].

Funcțiile proiectantului la soluționarea sarcinilor sunt reduse la introducerea datelor inițiale în computer, apoi la evaluarea rezultatelor calculului [44, 45].

Software-ul ar trebui să fie construit pe un principiu modular, ceea ce va face convenabilă corectarea, ajustarea și înlocuirea unor algoritmi cu alții, în funcție de condițiile de producție și de dezvoltarea metodelor de calcul al lanțurilor dimensionale [62, 63].

La proiectarea toleranțelor, acest aspect este încorporat în principal de o optimizare concomitentă a dimensiunilor și toleranțelor pentru a obține un așa-numit proiect de toleranță robust la costuri minime [54].

Evaluarea toleranțelor tehnologice este necesară la evaluarea dimensiunilor tehnologice în etapa de proiectare a prelucrării [43, 52]. Calitatea evaluării toleranțelor tehnologice depinde de următoarele:

- costul de reglare a echipamentului și instalării semifabricatului care urmează a fi prelucrat;
- costul de fabricare a dispozitivului ce corespunde treptei de precizie necesare prelucrării;
- costul reascuțirii sculelor, precum și uzura utilajului, calitatea și volumul lucrărilor efectuate.

În același timp, mulți factori tehnologici cum ar fi deformările termice și elastice ale sistemului tehnologic, uzura sculelor sunt evaluați pe baza modurilor de procesare, care, la rândul lor, sunt legate de mărimea ajustajului eliminat. Pentru soluționarea acestei probleme se recurge la principiile de bază ale tehnologiei construcțiilor de mașini privind erorile de reglare și toleranțele la prelucrare, precum și la metoda de evaluare automată a dimensiunilor lanțului tehnologic (figura 2.1) și metodele de programare liniară [53, 78]. În același timp, toleranțele tehnologice

sunt determinate după o evaluare minuțioasă a condițiilor de fabricare în fiecare etapă de producție (operațiune), ceea ce conduce la o reducere a costului de fabricare a pieselor [29]. Volumul crescut de lucru al procesului de evaluare poate fi compensat prin utilizarea bazelor de date și a software-ului corespunzător care funcționează interactiv cu utilizatorul.

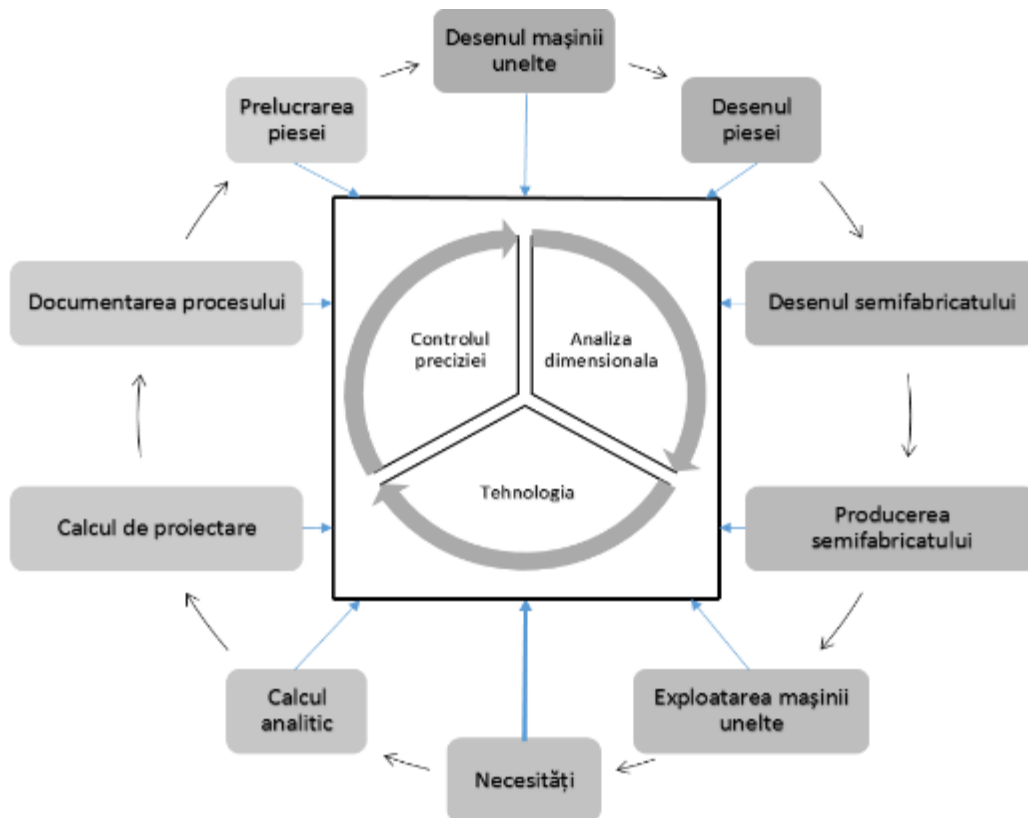


Fig. 2.1. Schema de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale tehnologice

Scopul calculului automatizat al lanțurilor dimensionale este de a îmbunătăți precizia, calitatea și eficiența prelucrării prin dezvoltarea unei metodologii și a unui program de optimizare a toleranțelor [90].

Pentru a atinge acest obiectiv, am stabilit următoarele sarcini:

1. Analiza metodelor existente de evaluare a dimensiunilor tehnologice, toleranțelor și optimizării acestora.
2. Dezvoltarea unei metode mai avansate de optimizare a toleranțelor tehnologice pentru a îmbunătăți precizia și eficiența prin utilizarea modelelor matematice de programare liniară.
3. Elaborarea și verificarea algoritmilor și programelor de estimare a dimensiunilor tehnologice cu optimizarea toleranțelor.

În prezent, o parte semnificativă a procesului de producție este destinat cercetării literaturii de referință, standardelor de calitate, tabelelor etc.

Structurile dimensionale constructive reale sunt foarte complexe și variate, astfel încât optimizarea unor secvențe ale structurii exclude asigurarea optimizării altor secvențe [14].

A fost dezvoltată o reprezentare grafică care poate ajuta inginerul tehnolog să vizualizeze valorile minime și maxime de toleranță ale unui ansamblu [49].

Ca urmare, utilizarea unei noi piese sau echipamente în producție durează foarte mult timp. Acest lucru este inacceptabil din punct de vedere al concurenței economice și în condițiile dezvoltării rapide a societății și tehnologiei. Pe lângă informatizarea și automatizarea generală, precum și utilizarea tot mai largă a tehnologiei informaționale, nu numai problema digitalizării informațiilor de referință, ci și problema dezvoltării programelor aplicative pentru gestionarea acestor informații devine din ce în ce mai stringentă.

2.1. Analiza dimensională a structurilor folosind “Tolerance Tools”

Pregătirea lansării în producere a unui produs joacă un rol important în producția modernă. În secolul XXI devine mai simplu a elabora construcția unui produs, a calcula și a construi un proces tehnologic, a stabili toleranțe și ajustări fără a recurge la fabricarea reală. Toate simulările numerice, calculele toleranțelor și unităților de asamblare sunt efectuate cu mult înainte de instalarea liniilor de producție. Aceasta conduce la reducerea semnificativă a duratei de lansare a producției reale. Pentru a rezolva problema echilibrării toleranțelor, este folosit modelul matematic folosind metoda specială. La rezolvarea problemei s-a ales obiectivul maximizării toleranțelor procesului [55]. Toate abaterile toleranțelor (figura 2.2) din lanțul dimensional pot fi verificate/calculate/corectate prin simularea numerică simplă, folosind un software care asigură o eroare de cca 3...4% [89]. Tolerance Analysis este un software CAD încorporat pentru analiza toleranțelor [56, 57, 86]. Scopul proiectării toleranțelor este de a ține cont de abaterile admisibile a fiecărei piese, a determina dacă sunt îndeplinite cerințele tehnice la asamblarea pieselor. Analiza toleranțelor poate fi efectuată printr-o analiză corespunzătoare, iar în cel mai rău caz, abaterile standard luate ca valoare medie (RSS), statistică (Cpk, sigma), DPMO (rebut la un milion de piese).

Scopul optimizării toleranțelor este de a crea un proces de producție rentabil [107, 108].

Tolerance Analysis are un software suplimentar încorporat în Inventor pentru calcularea și analiza toleranțelor în direcție uniliniară. Analiza face posibilă determinarea dacă elementele constructive corespund cerințelor de prelucrare mecanică și caracteristicilor de exploatare, luând în considerare toleranțele dimensionale totale (figura 2.2) [60, 75, 76]. Aceste funcții din mediul Autodesk Inventor pot fi accesate de către abonații Product Design & Manufacturing Collection. Pentru aceasta, trebuie descărcat și

instalat modulul special „Tolerance Analysis” din aplicația Autodesk. Această aplicație este, de asemenea, disponibilă pentru toți în timpul perioadei de probă [68], precum și la solicitarea de utilizare în scopuri educaționale generale, putând obține o licență gratuită pentru un an de zile.

Toleranțele sunt de obicei calculate folosind STAS-uri, ISO, norme tehnice etc., dar această metodă poate consuma mult timp și nu este suficient de exactă. Pentru a face un calcul optim, este necesar să se țină seama de mai mulți factori, cum ar fi:

- să se țină cont concomitent de toate cerințele tehnologice față de produs;
- să se examineze jocurile în jurul elementelor de strângere și știfturilor care ar putea conduce la o schimbare a poziției unei piese față de alta;
- să se țină cont că dimensiunile și toleranțele pieselor utilizate simultan în mai multe ansambluri trebuie să fie aceleași;
- să se calculeze cu exactitate rezultatele statistice.

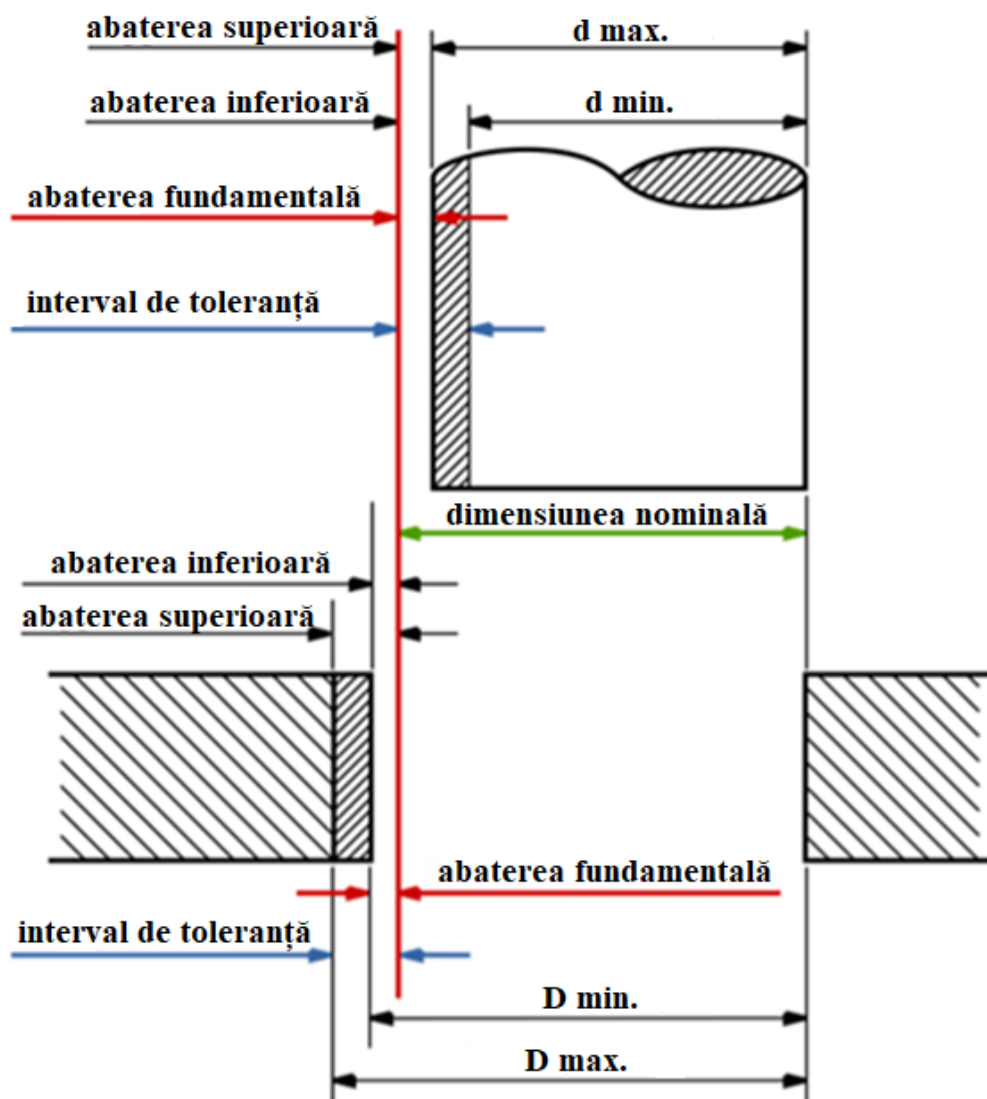


Fig. 2.2. Dimensiuni minime și maxime, valorile de bază ale abaterii nominale

Inventor Tolerance Analysis automatizează nu numai aceste sarcini, dar și altele, înlocuind metoda tabelară de calcul [77].

Pieșele proiectate în sistemul CAD sunt modele geometrice absolut perfecte. În realitate, fiecare piesă fabricată din lot are propriile dimensiuni unice. Scopul calculării toleranțelor este de a lua în considerare posibilele abateri ale fiecărei piese și a determina dacă sunt îndeplinite cerințele tehnice în timpul asamblării.

Pentru calculul lanțului dimensional este necesar să se țină cont de suprapunerea sau de alternanța suprapunerilor într-un plan separat. Schimbarea dimensiunilor componentelor pieselor va conduce la modificarea elementului de închidere între două piese diferite din ansamblu. Pentru fiecare element de închidere se determină un interval acceptabil de valori în cadrul căruia fabricarea pieselor și asamblarea acestora se va realiza corect [83].

Analiza toleranțelor la asamblare face posibilă înțelegerea relației dintre schimbarea dimensiunilor și cerințele funcționale ale piesei.

Tolerance Analysis poate soluționa probleme de suprapunere unidimensională, dar nu și de suprapunere bidimensională sau tridimensională. La suprapunerea unidimensională, distanța calculată și dimensiunile care influențează modificarea distanței acționează în aceeași direcție liniară [58].

2.2. Metode de analiză și calcul al toleranțelor

Tolerance Analysis include trei metode de analiză [115]:

- "cel mai rău caz";
- analiza statistică;
- RSS – deviația standard (media pătrată). RSS este un caz special al metodei de analiză statistică și va fi descris după capitolul în care se va expune analiza statistică.

Analiza toleranței "cel mai rău caz" este metoda tradițională de calcul al suprapunerii toleranțelor. Abaterilor mărimilor li se dau valori maxime sau minime pentru a obține toleranța maximă sau minimă de suprapunere (figura 2.3).

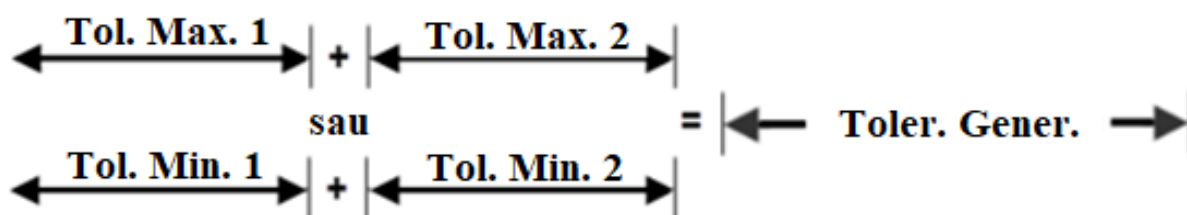


Fig. 2.3. Elementele constitutive ale toleranței de suprapunere

Metoda "cel mai rău caz" nu ia în considerare repartizarea variabilelor individuale. Se presupune că toate piesele au fost produse la valoarea maximă admisă în momentul asamblării. Această metodă prognozează posibilele limite superioare și inferioare ale toleranțelor [56].

Piesele proiectate pe baza rezultatelor calculului, folosind metoda "cel mai rău caz", vor fi asamblate fără a depăși valorile maxime admise și vor funcționa conform cerințelor. Dar această metodă necesită adesea toleranțe stricte pentru unele componente. Aceasta poate conduce la creșterea costului de producție și a rebutului.

Dacă utilizarea metodei "cel mai rău caz" nu este prevăzută în obligațiile contractuale, atunci deseori se folosește metoda analizei statistice, la aplicarea corectă a căreia sunt înaintate cerințe necesare față de o unitate de asamblare (produs) cu toleranțe mai puțin stricte ale componentelor și, în consecință, costuri mai mici pentru fabricarea acesteia.

La analiza statistică se folosesc prioritățile metodelor statistice în care pot fi extinse toleranțele stricte fără a afecta calitatea. Se presupune că fiecare dimensiune inclusă în calcul are o distribuție statistică. Analiza statistică prevede repartizarea distanței de suprapunere fără a utiliza limite extreme. Analiza statistică oferă flexibilitate în proiectare pentru a atinge orice nivel al calității. Analiza statistică, spre deosebire de metoda RSS, nu presupune aceeași calitate a asamblării și calității piesei [57].

Abaterea standard pentru repartizarea normală a fiecărei măsurări se calculează prin următoarea formula:

$$C_p = UTL - LTL / 6\sigma \quad (2.1)$$

unde:

UTL - abaterea toleranței superioare;

LTL - abaterea toleranței inferioare;

σ - abaterea standard.

Abaterea standard este determinată de formula:

$$\sigma = UTL - LTL / 6C_p \quad (2.2)$$

unde:

UTL - abaterea toleranței superioare;

LTL - abaterea toleranței inferioare;

C_p - distribuția normală.

Cea mai răspândită ipoteză precum că $C_p = 1,0$ este asociată cu presupunerea unui proces de producere în care anumite toleranțe sunt plasate la $\pm 0,3\%$ abateri standard de la centrul câmpului de toleranță luate ca valoare medie, astfel încât probabilitatea ca piesa să îndeplinească toleranța necesară este de 99,7%. În toate analizele statistice, analiza toleranței presupune că producția este orientată asupra valorii medii a limitei de toleranță, deci, se presupune că media este punctul mediu al intervalului de toleranță.

La analiza sumei pătratelor sau RSS se utilizează principiile metodei generale de analiză statistică descrise anterior, dar cu unele ipoteze de simplificare care permit efectuarea calculului cu toleranțe în loc de abaterile standard. Una dintre ipotezele principale constă în faptul că raportul dintre fiecare toleranță și abaterile standard corespunzătoare ale dimensiunilor și rezultatul sumei lor sunt aceleași. Pentru analiza RSS, analiza toleranței presupune că C_p este egal cu 1,0 pentru toate dimensiunile.

Abaterea standard – caracteristică statistică a distribuției unei variabile aleatorii, care arată gradul mediu de variație a valorilor variabilei în raport cu așteptarea matematică.

Abaterea standard se măsoară în unități ale unei variabile aleatorii întâmplătoare și este utilizată în calculul erorii standard a mediei aritmetice, când se construiesc intervale de încredere, pe parcursul verificării statistice a ipotezelor, când se urmărește relația liniară dintre variabilele aleatorii.

2.3. Elaborarea modelului roții-satelit a angrenajului precesional de tip A^B_{CX-CV}

Una dintre sarcinile importante în proiectarea angrenajelor și a reductoarelor este de a spori capacitatea de încărcare, a durabilității și reducerii nivelului de zgomot și a vibrațiilor, luând în considerație cerințele mai puțin stricte privind precizia de fabricație prin asigurarea flexibilității elastice a dinților, cu ajutorul unei tehnologii simple de fabricare a roților-satelit. În figura 2.10 este reprezentată roata-satelit de bază în nodul de precesie. Construcția ei este excesiv de rigidă și netehnologică. Modelarea a fost realizată pe baza unui modul special Stress Analysis [79] pentru calculul și analiza structurilor complexe, folosind programul Autodesk Inventor 2022 [79]. În program, calculul se efectuează prin metoda elementelor finite (figura 2.4) care se bazează pe programul ANSYS [79, 111, 112]. Această opțiune asigură rezistență sporită la funcționare și reducerea nivelului de zgomot și a vibrațiilor datorită măririi flexibilității structurii. Principalul dezavantaj al roții-satelit constă în volumul mare de lucru folosit pentru fabricarea ei. Datorită

măririi diametrului interior al canalului radial este posibilă reducerea grosimii corpului roții-satelit și, prin aceasta, să fie mărită flexibilitatea. Ca urmare, flexibilitatea a crescut de peste 4 ori comparativ cu varianta de bază. Când o roată fixă se află în angrenare cu o coroană a roții-satelit, datorită flexibilității sporite a dinților, angrenarea se realizează cu mai multe perechi, ceea ce reduce tensiunile de contact, nivelul de zgomot și a vibrațiile, crește durata de funcționare a reductorului [64].

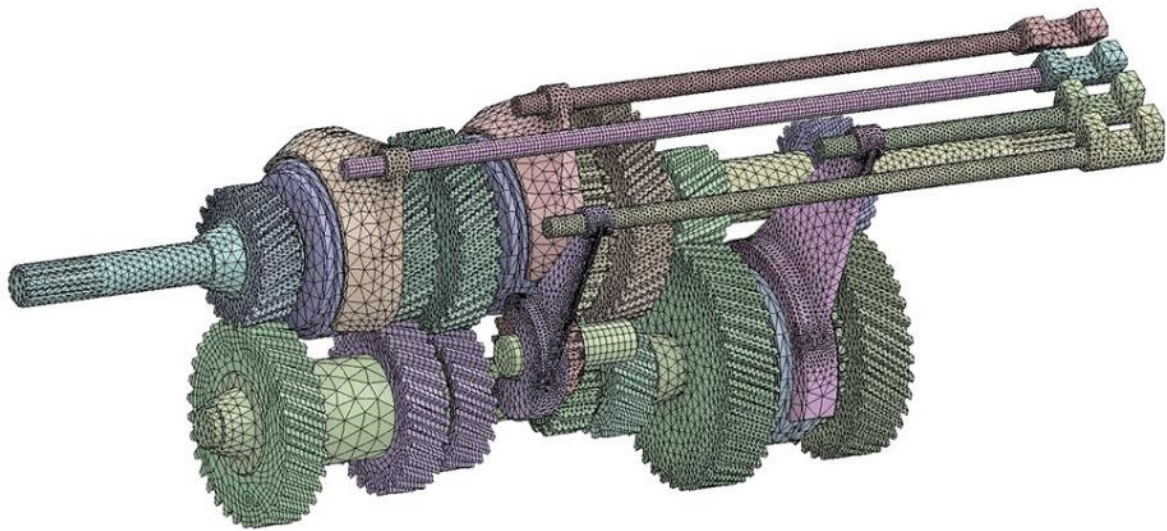


Fig. 2.4. Schema de repartizare a rețelei cu elemente finite (exemplu)

2.4. Stress analysis. ANSYS

Compania Ansys a fost fondată în 1970 și înregistrată în 1994. Ansys oferă în principal software de modelare inginerescă și servicii de asistență. Soluțiile oferite de companie sunt utilizate în foarte multe industrii, inclusiv în ramurile aerospațiale, de apărare, auto, biomedicale și industriale. Ansys (figura 2.5) a fost recunoscută ca fiind una dintre cele mai inovatoare companii din lume de către publicațiile de prestigiu, precum Bloomberg Businessweek și revista FORTUNE, pentru software-ul său de modelare inginerescă. Folosind capacitățile calculatoarelor personale moderne, Ansys oferă o platformă comună pentru elaborarea produselor, de la conceptul de proiectare până la etapa finală de testare și verificare. Portofoliul de produse al companiei constă în oferte de platforme de modelare care sunt utilizate în diverse domenii fizice, cum ar fi transferul de căldură, mecanica fluidelor, statica, mecanica corpurilor solide etc. Cu toate acestea, programul Ansys este cel mai bine cunoscut pentru analiza elementelor finite (FEM), care a obținut o popularitate ca instrument de modelare și simulare numerică pe parcursul mai multor ani (mai ales după apariția calculatoarelor performante), fiind posibilă soluționarea unui șir de probleme complexe de inginerie [95, 98, 100]. Software-ul Ansys CAE este cunoscut atât în cercurile

academice, cât și în industrie datorită capacităților sale, documentației detaliate și disponibilității de instituții de învățământ care desfășoară cursuri Ansys online și offline. Deoarece capacitatea de a utiliza software-ul Ansys este un mare avantaj, și studenții doresc să însușească lucrul cu Ansys. Baza programului Ansys este Ansys Workbench. Mediul Ansys Workbench este baza procesului de modelare. Acesta urmărește dependența dintre diferite tipuri de date din proiect. Dacă se modifică ceva în parametrii menționați, diagrama proiectului arată că parametrii de mai jos trebuie actualizați pentru a reflecta modificările curente.

Criteriile utilizate pentru a determina configurația finală a elementelor sunt durabilitatea și rigiditatea structurii. Cu regret, formulele aritmetice existente pentru găsirea parametrilor de rezistență și rigiditate pot fi aplicabile numai la schemele simple ale dispozitivelor de încărcare.

În cazuri mai complexe, calculul rezistenței și rigidității poate fi efectuat numai prin metoda elementului finit. În aceste scopuri, în Autodesk Inventor Professional este integrat un modul special ANSYS (figura 2.5) [79], care permite calcularea rapidă a parametrilor necesari pe baza modelelor geometrice ale pieselor în stare solidă existente. De asemenea, poate fi efectuat calculul rezistenței elementelor la deplasarea mecanismului. Un astfel de calcul este disponibil după efectuarea unei analize dinamice speciale (figurile 2.6, 2.7).



Fig. 2.5. Logo-ul programului ANSYS



Fig. 2.6. Schema analizei speciale a dinamicii repartizării turbulențelor în mediul ANSYS

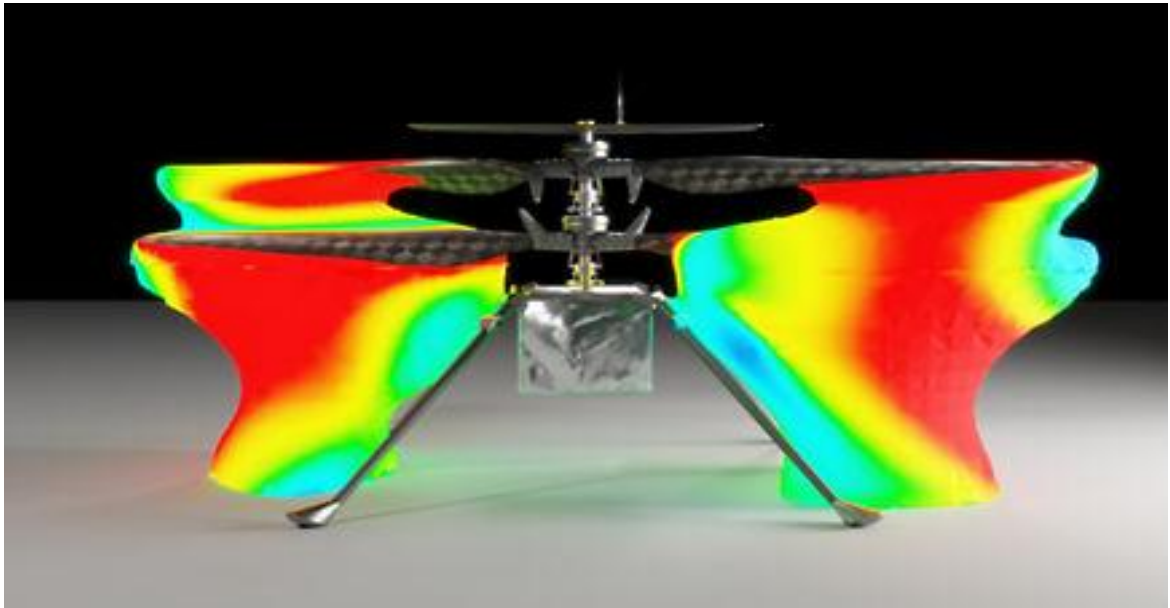


Fig. 2.7. Schema analizei speciale a fluxurilor de aer în mediul ANSYS

Thermal Desktop deja poate funcționa împreună cu Ansys, unindu-și capacitățile, pentru calculul hidrodinamicii (CFD) cu ajutorul Ansys System Coupling. Integrarea în continuare a instrumentelor va permite clienților să utilizeze ceea ce este mai bun din ambele: rețele termice/lichide la nivel de sistem și soluții CFD complete pentru o modelare eficientă, de înaltă precizie și detaliată [109, 110, 113]. Modelele pot fi importate în Thermal Desktop din aproape orice program. Pentru o geometrie mai complicată, poate fi utilizat TD Direct încorporat în Ansys Space Claim. Aceasta va ajuta la găsirea iterațiilor rapide de proiectare, volume de lichid pentru compartimente, linii centrale ale țevilor și multe alte funcții [92]. Drept exemple de geometrii complicate servește necesitatea tot mai mare de gestionare a căldurii în acumuloare în bază de litiu-ion din vehiculele electrice. Modelarea temperaturii în cadrul lor este foarte importantă. Siguranța și eficiența acumuloarelor depind mult de temperatură atât în timpul deplasării mașinii, cât și în timpul încărcării acumulatorului. Suplimentar, pe lângă utilizarea Thermal Desktop, pot fi utilizate modulele TD Direct, precum și modulele RadCAD și FloCAD, care oferă o flexibilitate semnificativă în determinarea nivelului de precizie sau detalieri care se doresc a fi incluse în calculele efectuate. La conectarea Thermal Desktop la Ansys ModelCenter se utilizează OpenTD API, profitând de prioritățile variațiilor parametriche și de comenzile externe din instrumentele CRTech ca parte a integrării procesului și a optimizării proiectării (PIDO) pe care o oferă ModelCenter. OpenTD API va fi, de asemenea, utilizat pentru a integra Thermal Desktop cu Ansys Systems Tool Kit (STK). În acest sens, au fost elaborate planuri pentru a îmbina planificarea sarcinii mai importante STK cu cele mai bune calcule ale radiației din clasă la RadCAD. Planificatorii de sarcini pot oferi sarcini complicate, cum ar fi orbite halo aproape drepte (NRHO) pentru sarcini pe lună în RadCAD și pot accesa rezultatele de pe Thermal Desktop pentru a

îmbunătăți aceste sarcini. SINDA / FLUINT este mecanismul de soluționare care stă la baza Thermal Desktop. Acesta poate face față fluxurilor bifazice, precum și tranziției complicate monofazice și bifazice. Aplicațiile se regăsesc în toate cazurile posibile de utilizare: sisteme condensator–evaporator, conducte de căldură, modelare termoionică în două faze, sisteme criogenice și dewars, sisteme de stocare și distribuție a gazelor și elemente de combustie. Interesant este că SINDA/FLUINT datează din anii 1960, fiind o moștenire a software-ului de simulare numerice, care este chiar mai veche decât Ansys Mechanical APDL. Sinergia existentă între Ansys și instrumentele C&R Technologies este doar începutul. De exemplu, RadCAD poate asigura cu încărcătură radiantă totul, de la obiecte amplasate într-o fereastră până la nave, avioane, nave spațiale și chiar rovere pe planete îndepărtate. Această încărcătură radiantă poate fi apoi utilizată pentru o analiză detaliată a răspunsului la proiectarea în Mechanical și la simularea numerică completă tridimensională CFD în Ansys Fluent. Apoi aceste sarcini pot fi utilizate pentru a studia efectele asupra senzorilor optici și antenelor de frecvență radio [71].

2.5. Calculul teoretic al roții-satelit a transmisiei precesionale tip 2K-H cu angrenaj A^B_{CX-CV}

Calculul tensiunilor echivalente și calculul de rezistența sunt două concepte diferite în inginerie. Expunem o scurtă descriere a fiecăruia dintre ele.

Teoria durabilității. Teoria durabilității studiază comportamentul materialelor sub influența diferitelor sarcini și precizarea deformării și distrugerii acestora. Ea se bazează pe o serie de concepte de bază, cum ar fi:

- *Tensiunea:* tensiunea din material este cauzată de sarcina aplicată asupra acestuia, fiind definită ca raportul dintre forța care acționează asupra materialului și suprafața sollicitată.
- *Deformarea:* deformarea unui material este asociată cu o schimbare a formei sale sub influența tensiunilor. Aceasta poate fi elastică (reversibilă) sau neelastică (ireversibilă).
- *Durabilitatea:* durabilitatea unui material determină capacitatea acestuia de a rezista distrugerii sub influența sarcinilor. Ea poate fi exprimată în diferite forme, cum ar fi tensiunea-limită de rupere sau deformarea-limită.

Ipoteze de distrugere: sunt folosite diferite ipoteze de distrugere, cum ar fi ipoteza Maxwell, ipoteza Gulleman-Morin etc. pentru a prezice distrugerea materialelor.

Calculul de rezistență este aplicat în dezvoltarea și proiectarea diferitelor structuri și materiale pentru a asigura funcționarea lor sigură și eficientă sub influența diferitelor sarcini.

Calculul tensiunilor echivalente: calculul tensiunilor echivalente se referă la procesul de aducere a unui sistem complex de sarcini la un model mai simplu, în care toate sarcinile sunt înlocuite cu o tensiune echivalentă. Acest lucru se face pentru comoditatea analizei și comparării diferitelor sarcini. Calculul tensiunilor echivalente poate include diferite metode, în funcție de tipul de sarcinii și de forma constructivă. De exemplu, pentru sarcini statice pe structuri simple, cum ar fi grinzi sau tije, tensiunea echivalentă poate fi calculată folosind formule din teoria durabilității. Pentru sarcini dinamice sau structuri complexe pot fi aplicate metode numerice, cum ar fi metoda elementelor finite.

Calculul tensiunilor echivalente simplifică analiza și evaluarea sarcinilor pe structuri, facilitând luarea deciziilor cu privire la rezistența și fiabilitatea acestora.

Ambele concepte sunt strâns legate, fiind utilizate în practica calculului și proiector ingineresci pentru a elabora structuri și a alege materiale sigure și eficiente.

În modulul descris se utilizează în principal calculul tensiunii echivalente.

Tensiunea echivalentă (figura 2.8) se calculează din teoria energiei durabilității conform următoarei formule:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2)} \quad (2.3)$$

unde:

σ_{eq} - tensiunea echivalentă;

σ_x - tensiunea normală de-a lungul axei x;

σ_y - tensiunea normală de-a lungul axei y;

σ_z - tensiunea normală de-a lungul axei z;

τ_{xy} - tensiunea tangențială a axei xy;

τ_{zx} - tensiunea tangențială a axei zx;

τ_{zy} - tensiunea tangențială a axei zy.

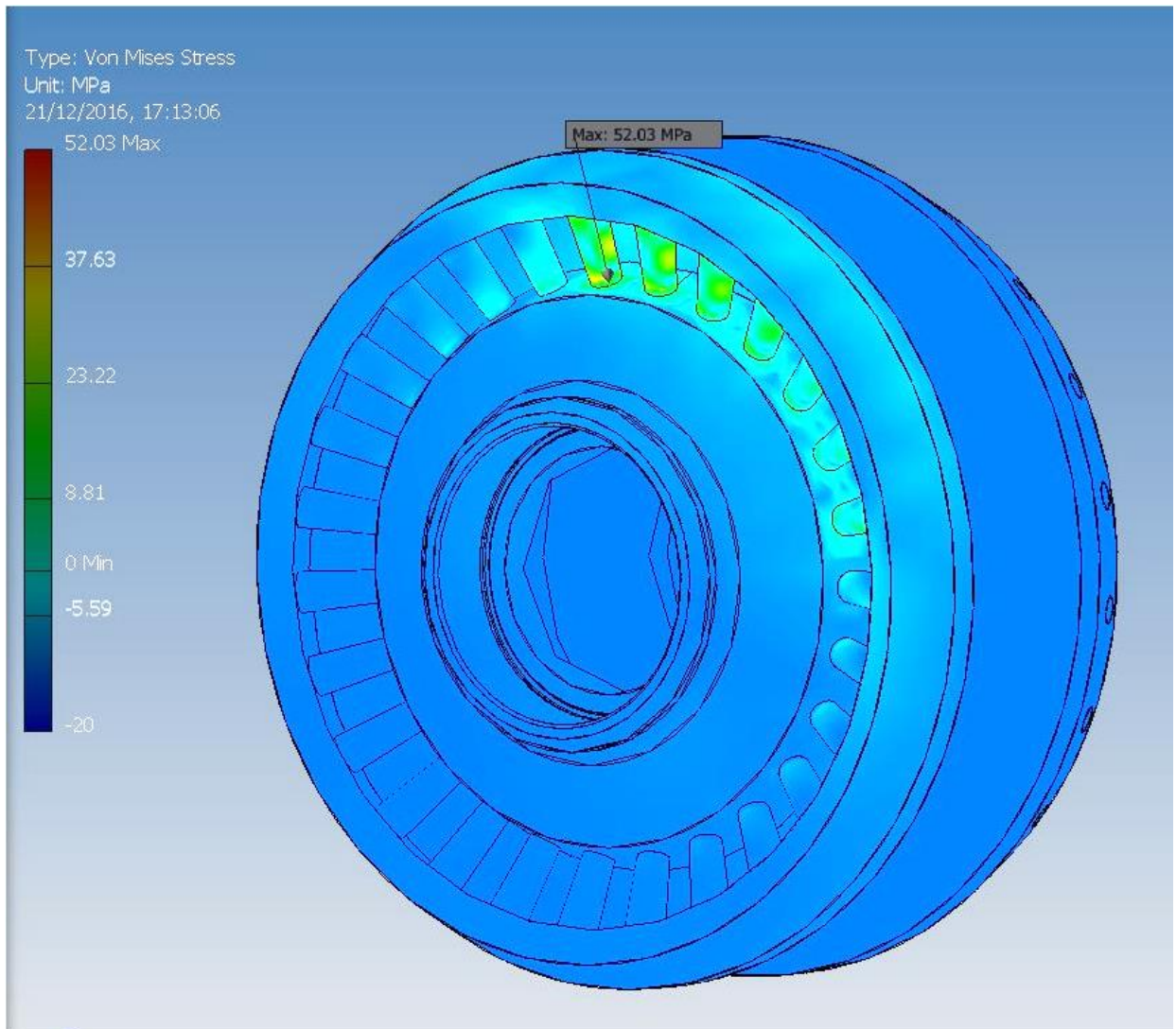


Fig. 2.8. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea echivalentă conform Von Mises, MPa

În orice element al volumului există atât tensiuni tangențiale, cât și tensiune/deformare de întindere. Dar dacă calculăm toate deformările într-un anumit punct al sistemului de coordonate rotit, valoarea lor va fi diferită. Astfel, este posibil să se realizeze o rotație a sistemului de coordonate încât să nu existe tensiuni tangențiale, iar tensiunea de tracțiune va avea magnitudinea maximă posibilă [59]. Aceste tensiuni extreme se numesc tensiuni principale. Este necesar să se țină seama de rezistența materialului dacă criteriul nu îndeplinește condițiile energetice de rezistență, adică materialele fragile (sticlă, ceramică) au o rezistență la compresiune care depășește semnificativ rezistența la tracțiune/întindere.

Parametrii elementelor finite [64]. Construirea unei rețele ordonate necesită mai întâi împărțirea modelului în componente individuale cu geometrie simplă, apoi selectarea atributelor elementelor și a calității corespunzătoare a rețelilor din comenzile de gestiune, astfel încât să se

poată construi un model cu elemente finite cu o rețea ordonată. Rețeaua ordonată a elementelor finite creată de programul ANSYS poate consta din elemente hexagonale, dreptunghiulare și triunghiulare [114]. Pentru o rețea triunghiulară, programul selectează zonele din model pentru a aplica o rețea ordonată, creând mai întâi o rețea dreptunghiulară, apoi o transformă într-o rețea de elemente triunghiulare. După cum a fost descris mai sus, programul funcționează prin metoda elementelor finite. Dacă este necesar, putem seta manual numărul de elemente sau putem lăsa software-ul să împartă automat modelul într-un anumit număr de elemente (figura 2.9).

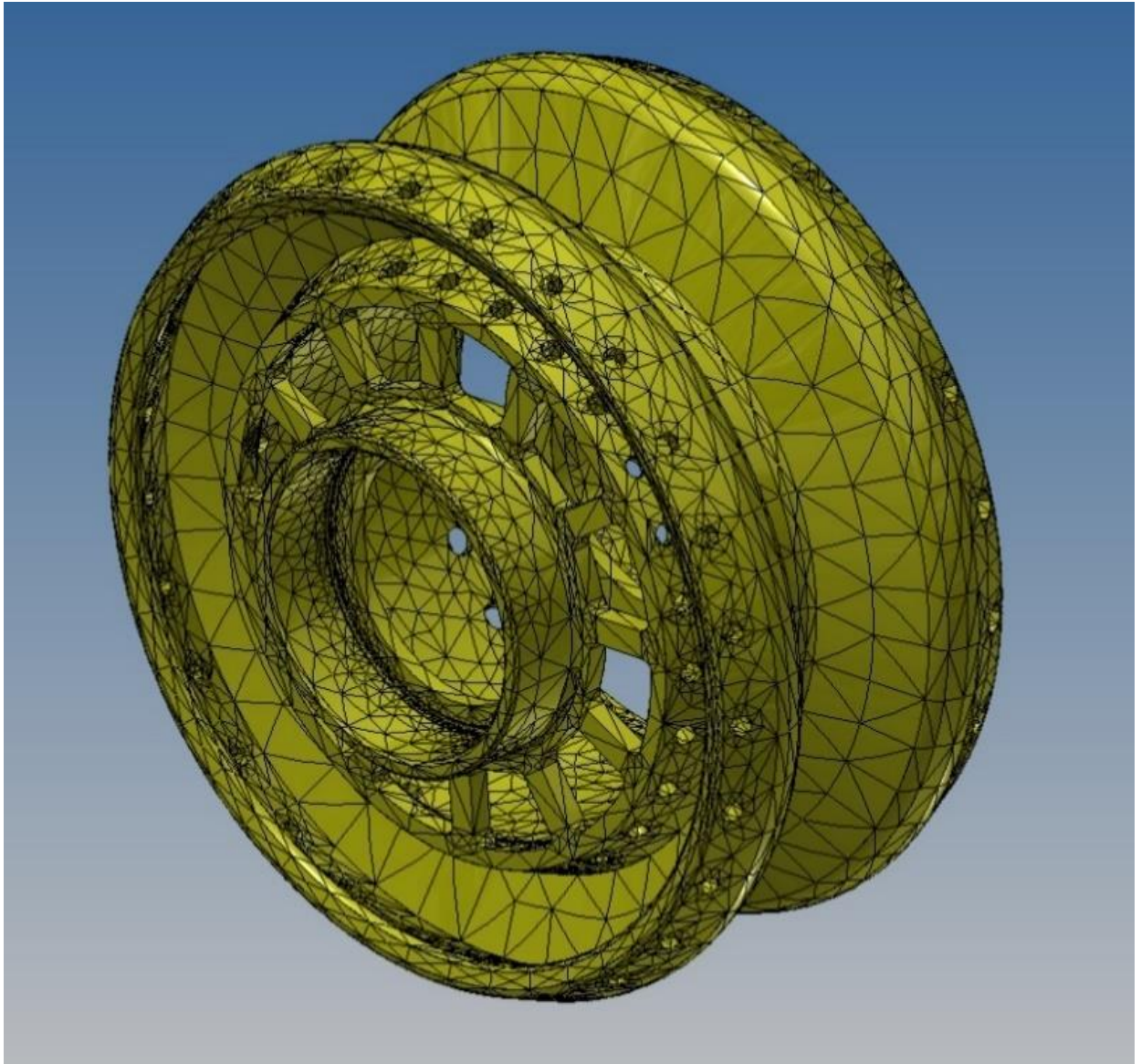


Fig. 2.9. Exemplu de rețea cu elemente finite. Elemente: 56794 bucăți

2.6. Îmbunătățirea formei roții satelit a transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^B_{CX-CV}

Una dintre sarcinile importante în proiectarea angrenajelor și a reductoarelor este de a spori capacitatea de încărcare, a durabilității și a reducerii nivelului de zgomot și a vibrațiilor, luând în

considerație cerințele mai puțin stricte privind precizia de fabricație prin asigurarea flexibilității elastice a dinților, cu ajutorul unei tehnologii simple de fabricare a roților-satelit. S-a stabilit că momentul oportun de transmitere admisibil este $T_{4max} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$. În figura 2.10 este reprezentată varianta de bază a roții-satelit în regim de realizare a mișcării de precesie. Construcția roții-satelit este excesiv de rigidă (deformarea liniară în zona de angrenare = 0,0044 mm) și nu este tehnologică. În figura 2.10 este modelată sarcina de lucru, iar rezultatele sunt prezentate sub formă de deformare liniară. În figura 2.21 este reprezentată o variantă optimizată a roții-satelit (valoarea deformării liniare = 0,016 mm). Diferența dintre indicatorii de deformare liniară este de aproape 405%, care mărește semnificativ numărul perechilor de dinți simultan angrenați (suprafața de contact dinte-rolă) al coroanelor roții-satelit cu dinții roților fixe și celei mobile. Această opțiune asigură rezistența sporită la funcționare și reducerea nivelului de zgomot și a vibrațiilor datorită flexibilității crescute [64, 84]. Dezavantajul formei optime a roții-satelit constă în volumul mare de lucru pe parcursul fabricării găurilor tehnologice în corpul roții-satelit.

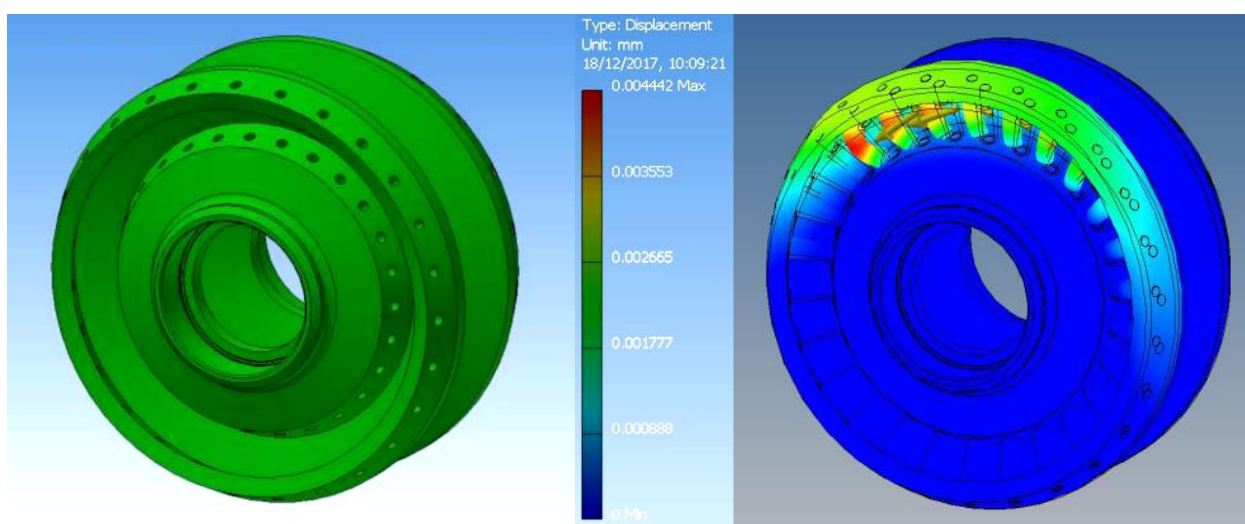


Fig. 2.10. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$).

Deformarea liniară în mm

În procesul de stabilire a formei optime a roții-satelit au fost efectuate simulări numerice ale diferitelor modele de roți-satelit (figurile 2.12, 2.13, 2.14, 2.15, 2.16, 2.17, 2.18, 2.19) [80].

Simulările numerice detaliate ale opțiunilor de mai jos vor fi incluse în anexa 2. Calculele și optimizarea construcției au fost implementate și utilizate de către firma de proiectare **Î.C.S. "ISDP" S.R.L.**, Republica Moldova, or. Chișinău, str. Independenței 26/3. Actul de implementare este reprezentat în anexa 1.

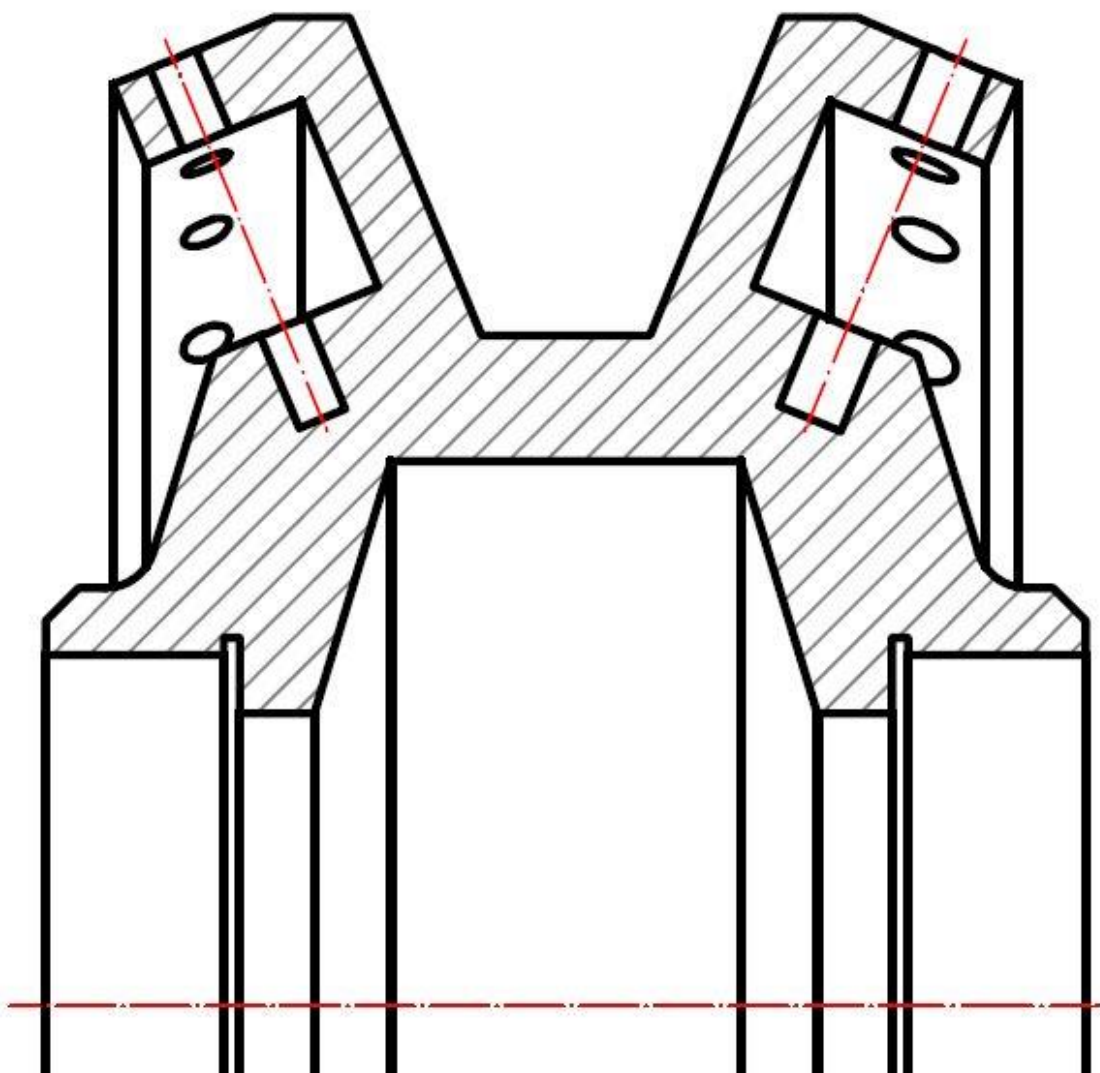


Fig. 2.11. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Secțiune

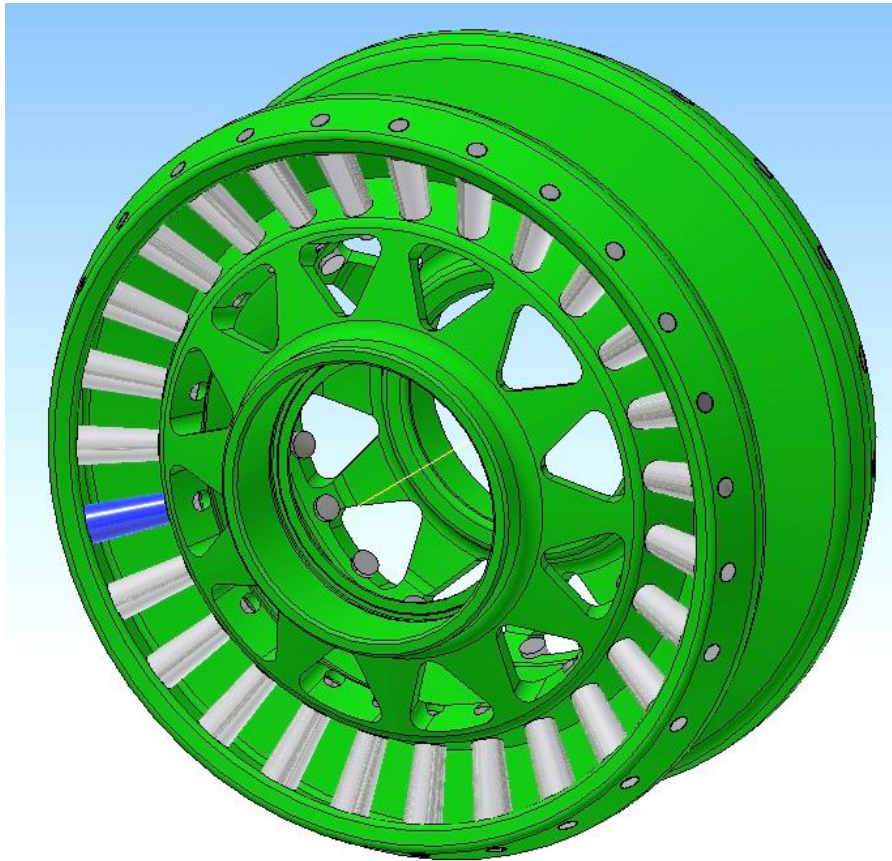


Fig. 2.12. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 1

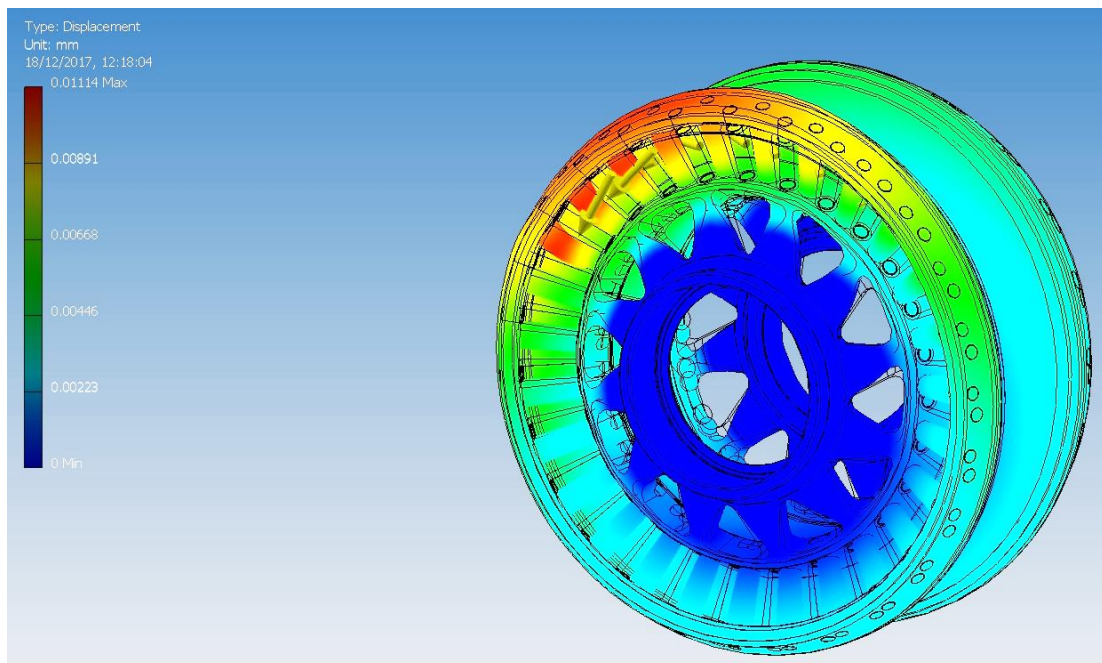


Fig. 2.13. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). Opțiunea 1.

Deformarea liniară în mm

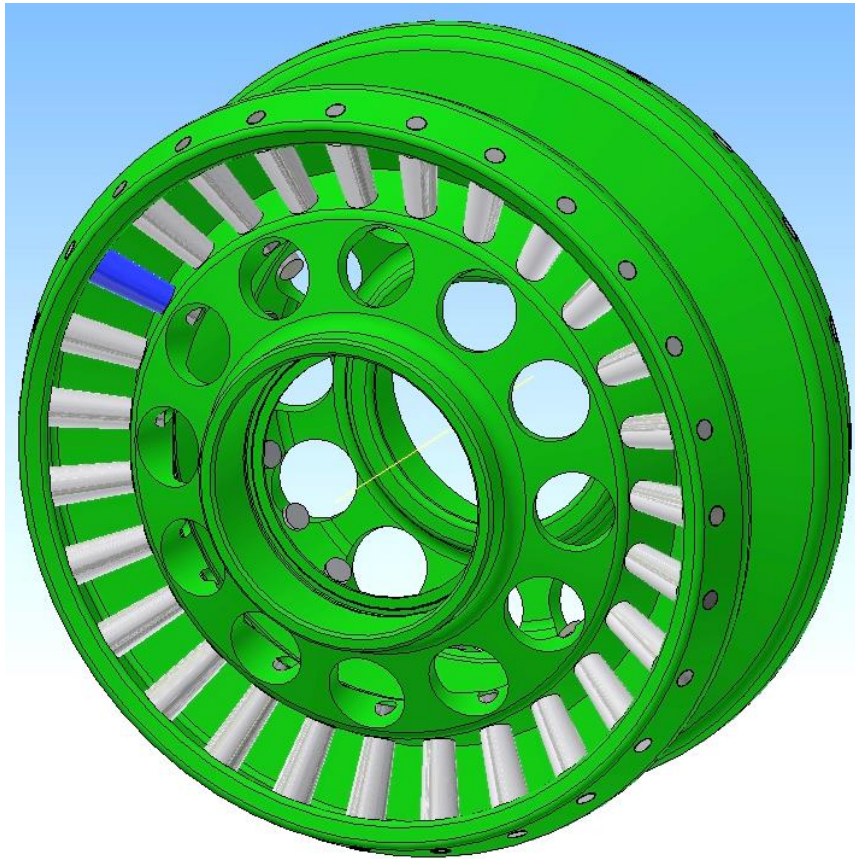


Fig. 2.14. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 2

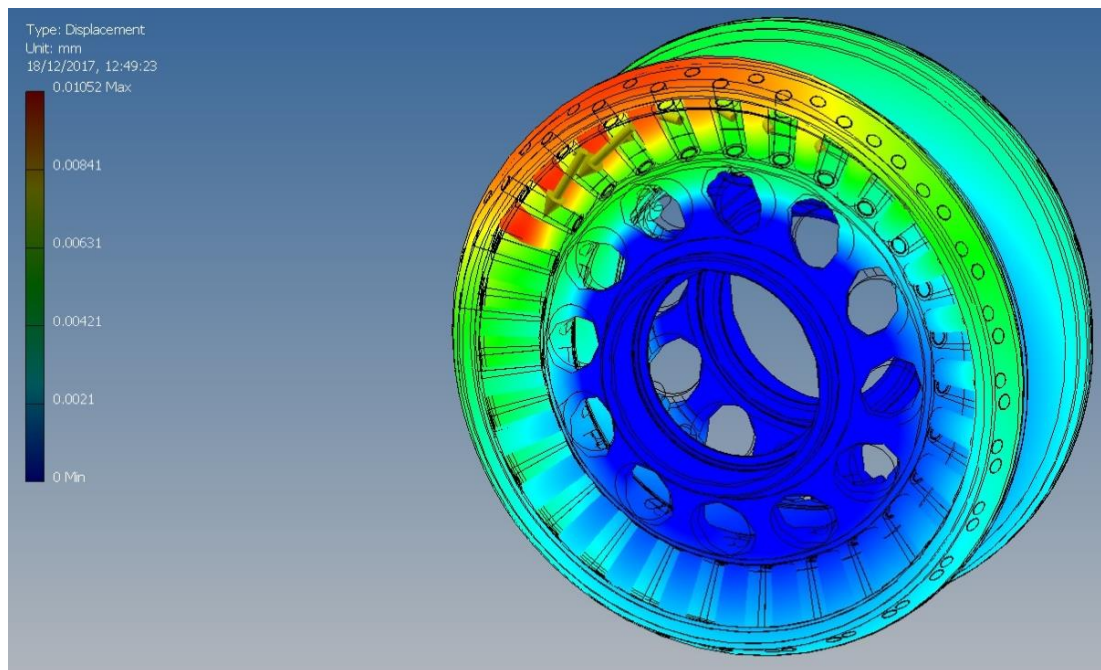


Fig. 2.15. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 2.

Deformarea liniară în mm

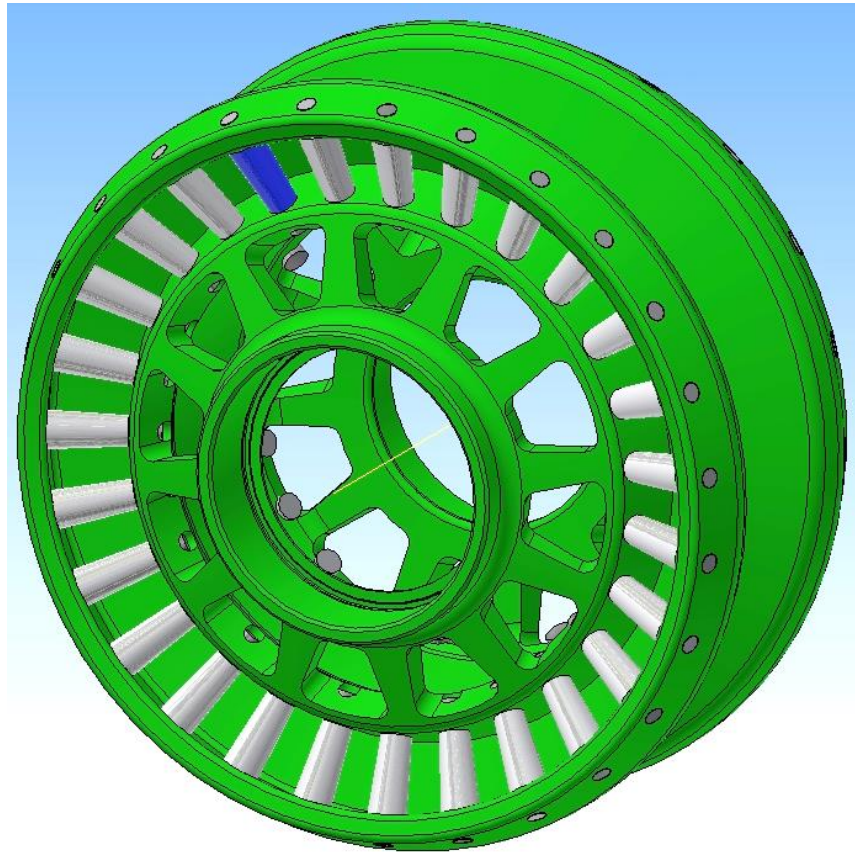


Fig. 2.16. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 3

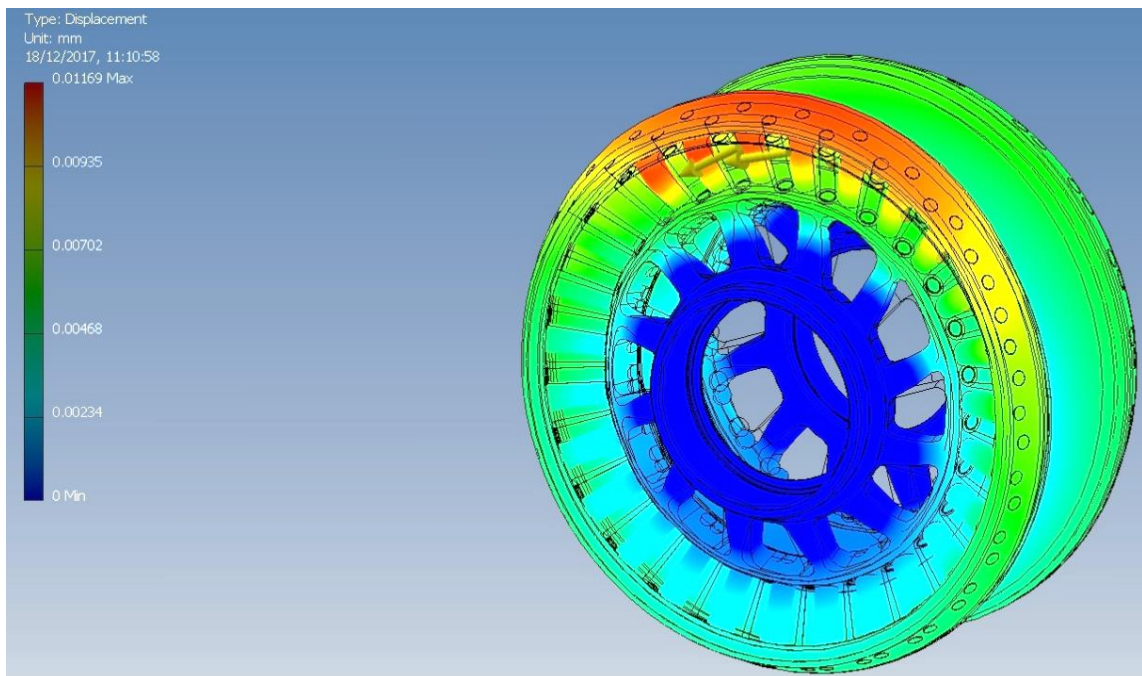


Fig. 2.17. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 3.

Deformarea liniară în mm

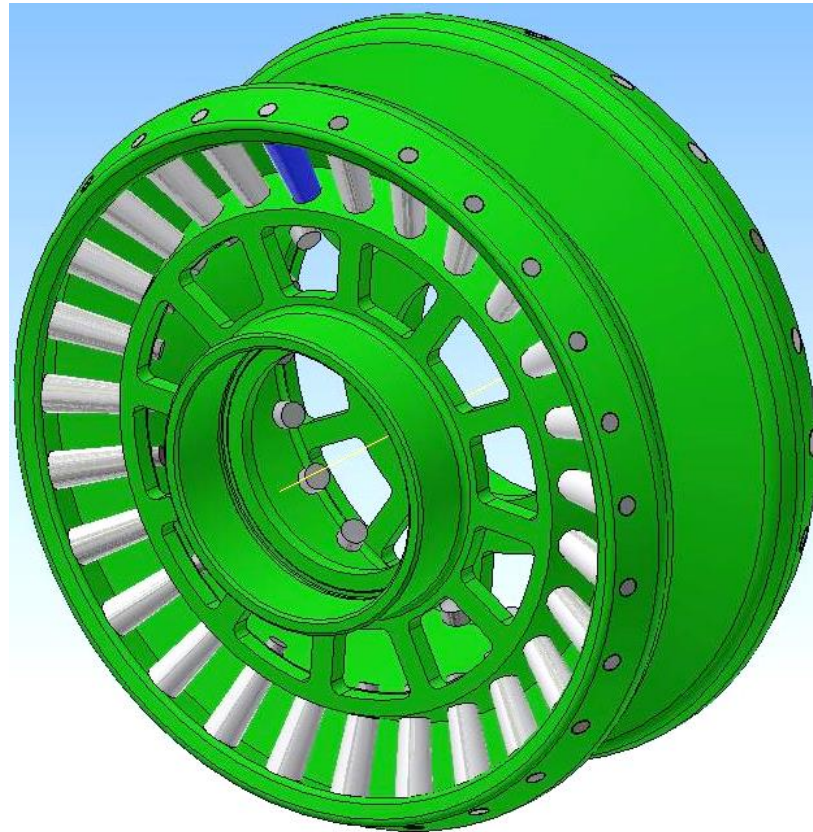


Fig. 2.18. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 4

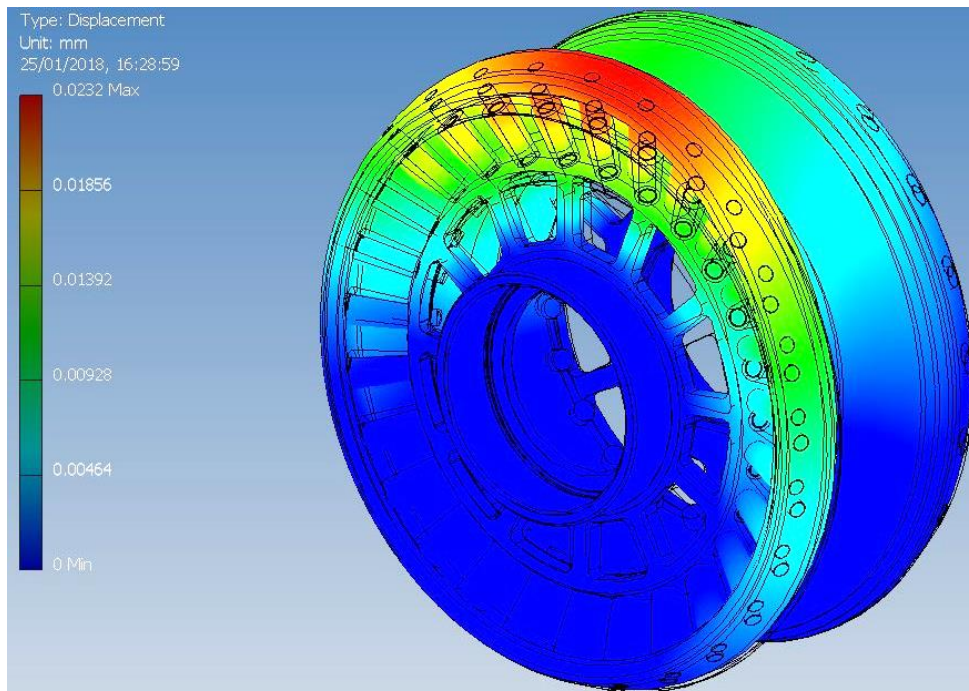


Fig. 2.19. Varianta constructivă a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Opțiunea 4.

Deformarea liniară în mm

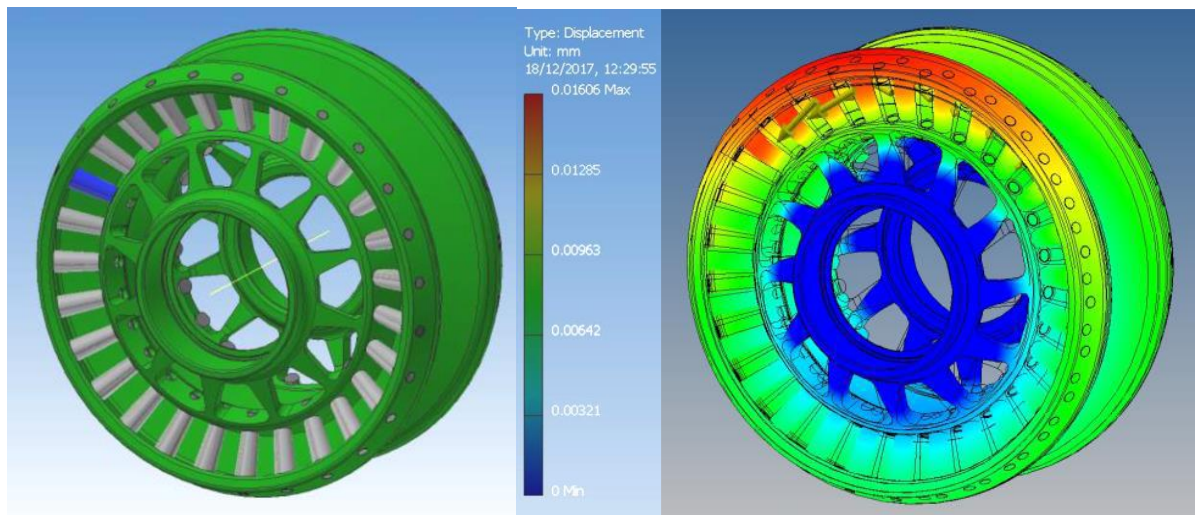


Fig. 2.20. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară în mm

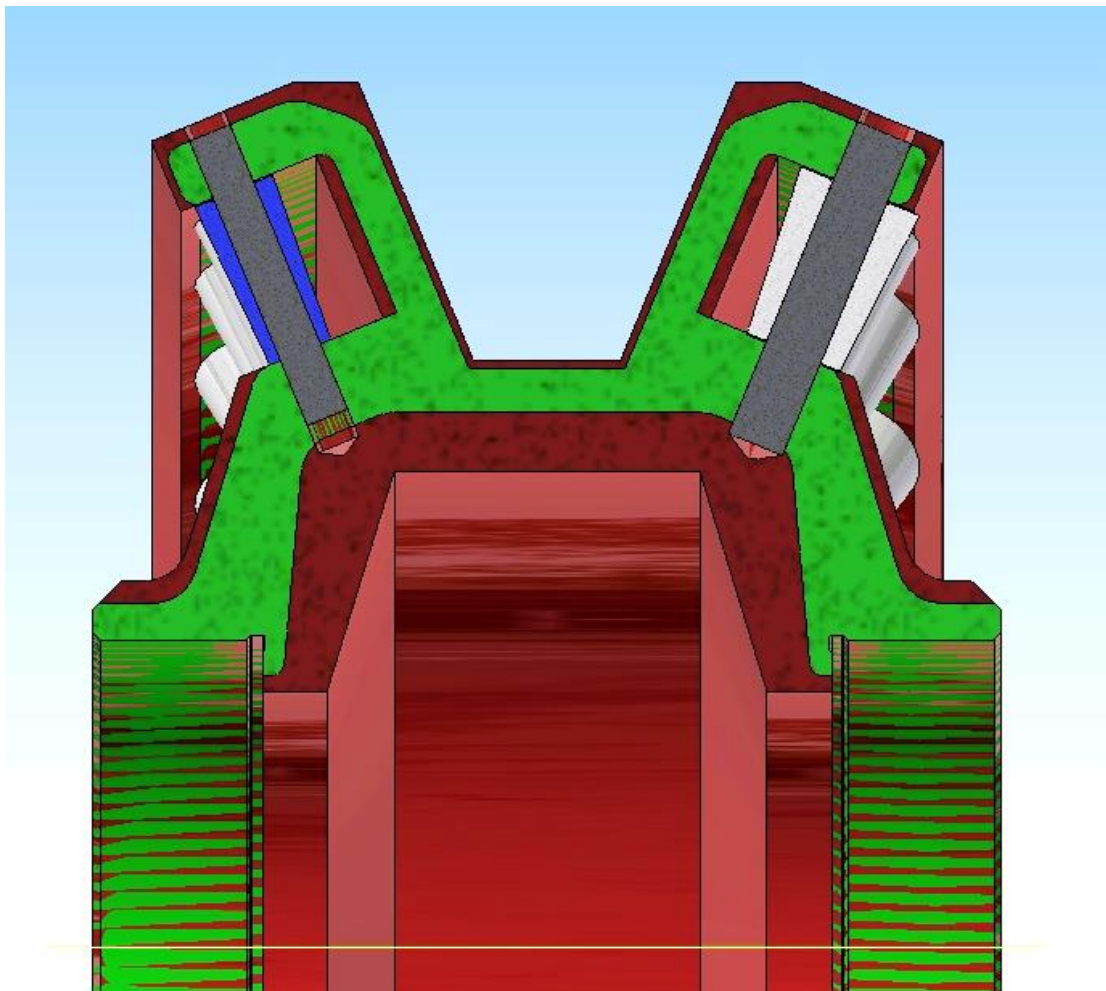


Fig. 2.21. Varianta constructivă de bază a corpului roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Varianta constructivă optimizată a corpului roții-satelit este marcată prin culoarea verde [82]

2.7. Concluzii la capitolul 2

1. A fost elaborată o variantă modernă de calcul automatizat al lanțurilor dimensionale, toleranțelor și cotelor tehnologice în etapa proiectării ansamblului construcției transmisiei precesionale de tipul 2K-H.
2. Se propune o metodă de analiză dimensională, utilizând modulul special "Tolerance Tools", care permite corectitudinea aprecierii rezultatelor și asigurarea preciziei optime la asamblarea transmisiei precesionale.
3. A fost calculată sarcina admisibilă la contactul dinților în angrenarea precesională A_{cx-cv}^B , și anume, între dinții roților centrale și ai coroanelor roții-satelit conjugați multipar. Au fost efectuate simulări numerice ale 6 configurații constructive distincte ale roții-satelit (simulările numerice ale variantei optime sunt descrise în detaliu în capitolul al doilea, celelalte opțiuni sunt incluse în anexa 2). A fost elaborată construcția optimă a roții-satelit (figura 2.21). Îmbunătățirea construcției roții-satelit a făcut posibilă reducerea indicelui masă-gabarit a roții-satelit cu 45...50% și sporirea flexibilității dinților la valoarea de 0.016 mm.

3. METODĂ DE REGLARE A JOCULUI AXIAL PENTRU TRANSMISIA PRECESIONALĂ. METODA DE CALCUL A LANȚULUI DIMENSIONAL ÎN MEDIUL ANALIZA TOLERANȚEI

3.1. Reglarea jocului axial în angrenajele de precesie cu ajutorul compensatorilor

Sunt cunoaște mai multe procedee de reglare a jocului axial (Brevet MD 1217, CIB F16B 21/02, F16L 51/00. Universitatea Tehnică a Moldovei. Nr. depozit: s 2016 0155. Data depozit: 2016.12.22. Data public.: 2017.12.31. In: BOPI. 2017, nr. 12) [120], care includ calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor unui compensator, format dintr-un inel auxiliar cu cel puțin trei trepte și dintr-un inel de bază, pe partea frontală a căruia se formează cel puțin trei suprafețe de așezare cu trepte. Totodată, din lanțurile dimensionale se determină valoarea jocului de compensare, numărul de trepte ale compensatoarelor și dimensiunile lor. Apoi, la asamblare, se măsoară jocul axial, se colectează dimensiunea garniturilor de compensare și se instalează în elementul de închidere a lanțului [32, 120].

Acest procedeu are dezavantajul care constă în manopera ridicată a asamblării, în complexitatea alegerii completului necesar de inele ale compensatorului, precum și complexitatea executării acestor inele, deoarece au o grosime foarte mică (sub 0,1 mm). Totodată, acest procedeu nu poate fi utilizat în angrenajul conic.

Problema tehnică care se rezolvă constă în majorarea preciziei de reglare a jocului axial în angrenajul transmisiei planetare precesionale, precum și micșorarea cheltuielilor la asamblarea suprafețelor frontale ale nodurilor de mașini ce conțin angrenaje conice.

Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic elimină dezavantajul menționat mai sus prin aceea că include calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor unui compensator format dintr-un inel auxiliar cu cel puțin trei trepte și dintr-un inel de bază, pe partea frontală a căruia se formează cel puțin trei suprafețe de așezare cu trepte. În inelul de bază se execută canale axiale, în care se amplasează șuruburi de fixare, iar în inelul auxiliar se execută găuri axiale pentru trecerea lor.

Din lanțul dimensional al compensatorului, care se formează din sectoare de majorare - distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a corpului lui, din sectoare de micșorare - distanța dintre inelul de bază și fundul locașului inelului auxiliar, și dintr-un element de închidere (A_{Δ}) - jocul dintre corpul angrenajului conic și suprafața frontală a inelului de bază, prin metoda interschimbabilității totale, se determină valorile abaterii de sus și de jos ale jocului funcțional și jocul dintre capacul și corpul angrenajului conic. Se rotește un inel față de altul până la coinciderea

lățimii compensatorului cu valoarea jocului de compensare, după care se fixează compensatorul în poziția necesară.

Jocul axial în angrenajul transmisiei planetare precesionale se poate regla cu un compensator suplimentar cu trepte mai mici decât treptele compensatorului.

Reglarea axială în angrenările dinților se examinează pentru transmisia precesională de tip 2K-H reprezentată în figurile 3.1 și 3.2.

Transmisia include carcasa 1 cu capacul 2 (figura 3.4), compensatorul pentru reglarea jocului axial, format din inelul auxiliar 3 cu cel puțin trei trepte și din inelul de bază 4, pe partea frontală a căruia se formează cel puțin trei suprafețe de așezare cu trepte. Reductorul mai conține arborele conducător 5, roata dințată fixă 6, roată-satelit 7 cu coroanele 8 și 9 care, împreună cu compensatorul și capacul 1, formează subansamblul (figura 3.2) și roata dințată mobilă 10, arborele condus 11, rulmentul 12, bucșa 13, rulmentul 14 și capacul 15, care împreună cu carcasa 1, formează subansamblul (figura 3.1).

Procedeul include calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor compensatorului (figura 3.6). Din lanțul dimensional al compensatorului (figura 3.3), care se formează din sectoarele de majorare - distanța dintre treptele inelului 3 și partea frontală a corpului lui, din sectoarele de micșorare - distanța dintre inelul 4 și fundul locașului inelului 3, și dintr-un element de închidere A^{comp} jocul dintre corpul 1 al angrenajului conic și suprafața frontală a inelului 4, prin metoda interschimbabilității totale, se determină valoarea abaterii de sus și de jos ale jocului funcțional J_f și jocul dintre capacul 2 și corpul 1 ale angrenajului conic. Se rotește un inel față de altul până la coinciderea lățimii compensatorului cu valoarea jocului de compensare A^{comp} , după care se fixează compensatorul în poziția necesară. Aceste etape se repetă și pentru compensatorul suplimentar cu inelele 16 și 17 (figurile 3.7, 3.8, 3.9).

Această configurație a carcasei este mai indicată tehnologic în fabricație, inclusiv pentru asamblarea și dezasamblarea modulară a componentelor cu reglarea jocului sau a prestrângerii în angrenările A_{cx-cv}^D , în funcție de prevederile caietului de sarcini la proiectare [11].

De regulă, transmisia (angrenajul transmisiei planetare precesionale) înainte de asamblarea finală formează subansamblurile roata-mobilă-roată-satelit (figura 3.1). Asamblarea se execută prin cuplarea subansamblurilor roata-imobilă-roată-satelit (figura 3.2). La asamblarea acestor două părți, prin mișcarea în direcția axială a subansamblurilor roata-mobilă-roată-satelit cu asigurarea centrării rulmenților din subansamblurilor roata-imobilă-roată-satelit ale arborelui conducător 5, instalați în locașul cilindric al arborelui condus 11, deplasarea în direcția axială finalizează când roata 10 va conjuga în contact cu coroana 9 a roții-satelit 7. Totodată, este necesar

a centra carcasa 1 cu capacul 2 în timpul deplasării axiale a subansamblului roata-mobilă-roată-satelit cu cea a subansamblului roata-imobilă-roată-satelit, astfel reglându-se jocul dintre coroana 9 și roata mobilă 10.

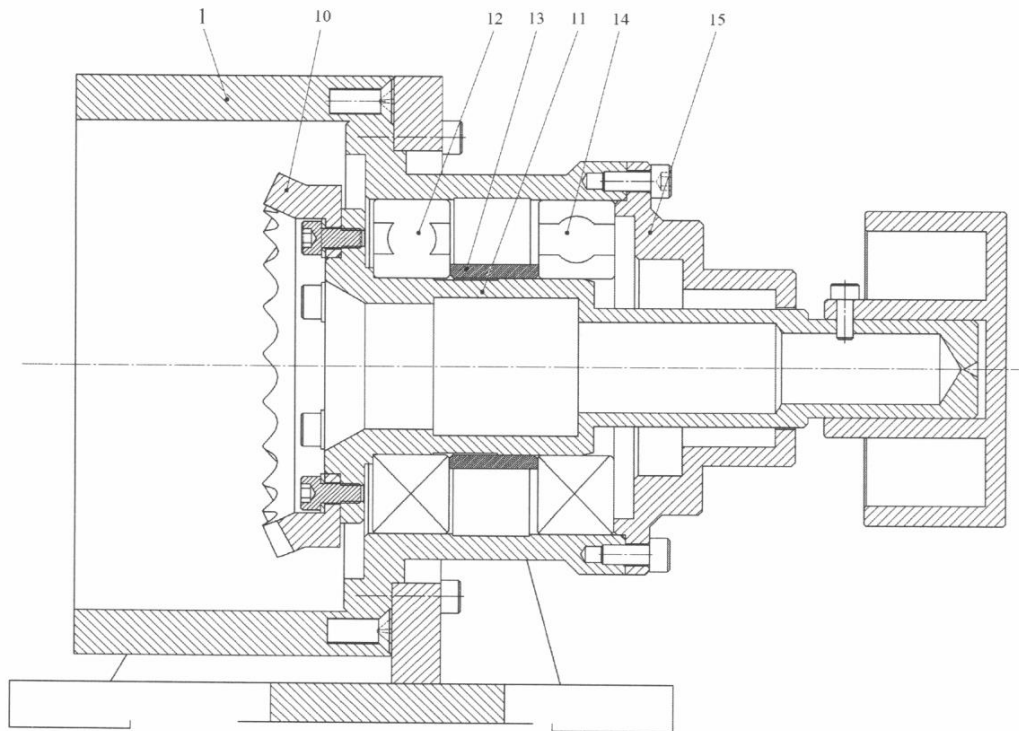


Fig. 3.1. Subansamblul angrenaj de tipul A^Bcx-cv roata centrală mobilă-coroana roții-satelit

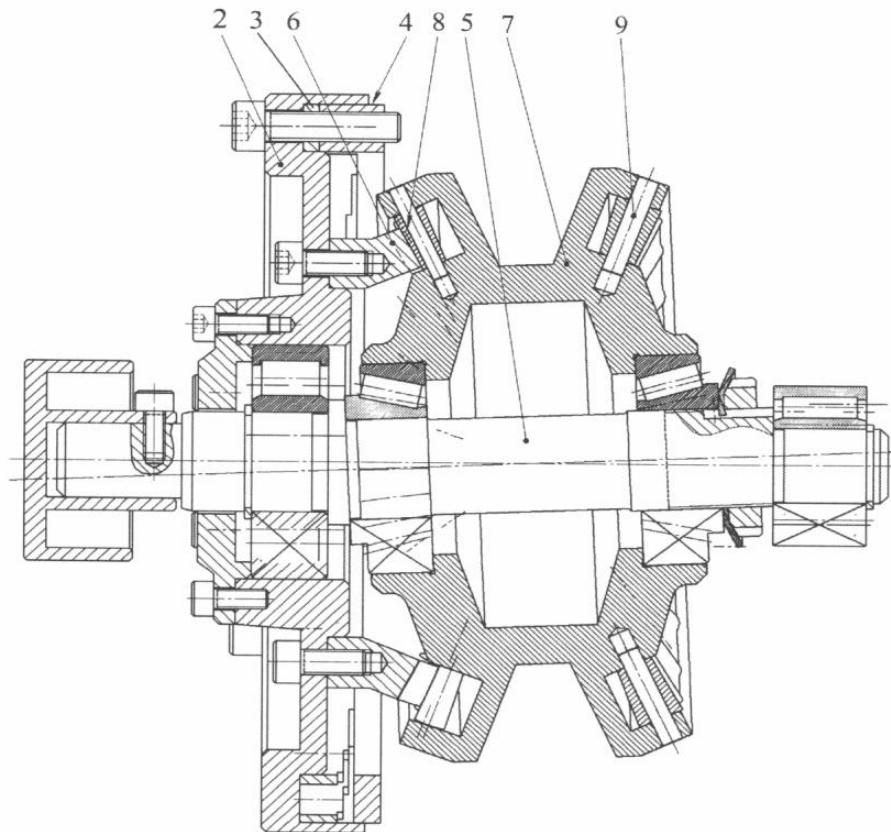


Fig. 3.2. Subansamblul angrenaj de tipul A^Bcx-cv roata centrală imobilă-coroana roții-satelit

3.2. Calculul lanțurilor dimensionale ale reductorului cu inele de compensare

Din lanțul dimensional al reductorului cu compensator (figura 3.3), prin metoda interschimbabilității totale [61], se determină valoarea elementului de închidere:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i \quad (3.1)$$

unde:

A_{Δ} - valoarea elementului de închidere;

T - numărul valorilor intermediare;

A_i - valoarea elementelor intermediare.

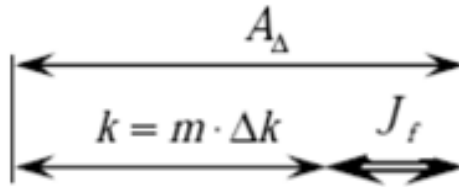


Fig. 3.3. Lanțul dimensional al compensatorului transmisie planetară precesională pentru asigurarea jocului funcțional

Funcționarea corectă a reductorului se realizează în condițiile unui joc sumar funcțional J_f în ambele cuple de angrenare. Din lanțul dimensional al compensatorului (figura 3.5) urmează a fi compensat jocul de compensare maxim posibil:

$$k = A_{max}^{comp} = A_{\Delta} - J_f \quad (3.2)$$

unde:

k și A_{max}^{comp} este jocul de compensare maxim posibil.

Compensarea în cazurile construcțiilor concrete ale reductorului se face la jocul de compensare A^{comp} prin selectarea treptelor inelului 3 al compensatorului (figura 3.4).

Jocul de compensare maxim A_{max}^{comp} se divizează pe treptele compensatorului cu valoarea (înălțimea) treptelor Δk în numărul de trepte m (figura 3.6).

Pentru a evita compensarea exagerată și apariția strângerii în cuplele angrenajului, valoarea Δk nu trebuie să depășească valoarea jocului funcțional J_f , adică $J_f, \Delta k \leq J_f$ [62]. Valoarea Δk depinde de cerințele față de intervalul de valori ale jocului funcțional J_f și determină variația jocului funcțional J_f , datorită caracterului discretizat al compensării în limitele unei trepte de compensare.

Numărul calculat de trepte:

$$m_c = A_{max}^{comp} / \Delta k - 1 \quad (3.3)$$

Deoarece compensarea se face utilizând și corpul inelului de bază 4, adică treapta “zero”, în formulă se scade o unitate, adică minus 1.

Numărul întreg de trepte m se obține prin rotunjirea spre numărul întreg mai mare (pentru a asigura $\Delta k \leq J_f$).

Valoarea calculată a unei trepte:

$$\Delta k_c = A_{max}^{comp} / m + 1 \quad (3.4)$$

Numărul treptei TR la care se face compensarea este partea întreagă a numărului calculat al treptei:

$$TR_c = A^{comp} - J_f / \Delta k_c \quad (3.5)$$

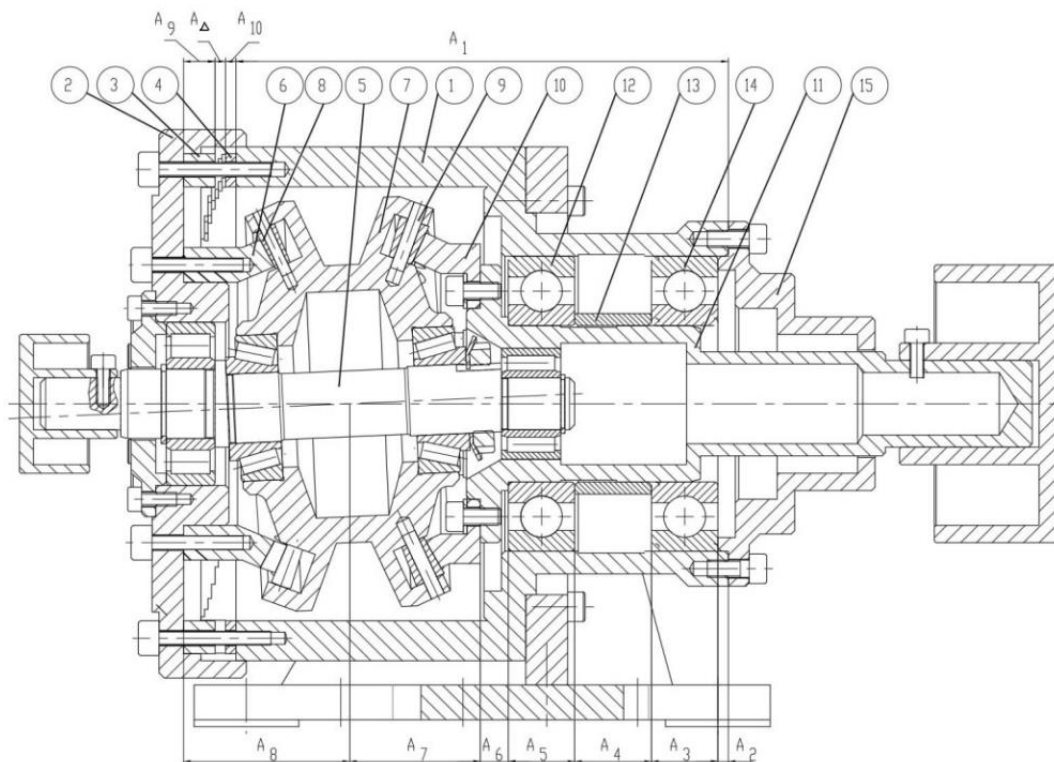


Fig. 3.4. Secțiunea unui reductor precusional cu tipul de angrenaj A^B cx-cv cu un element compensator

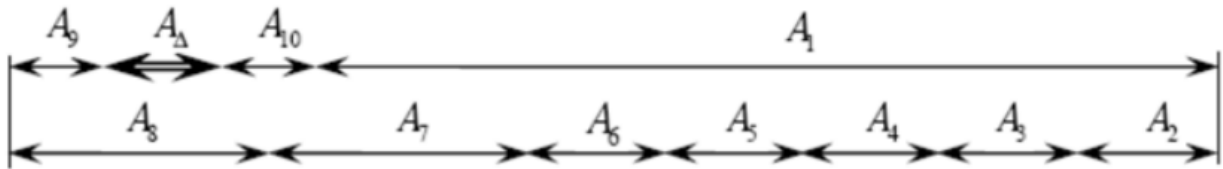


Fig. 3.5. Lanțul dimensional al reductorului precesional de tipul A^B ex-cv cu un element compensator

Jocul funcțional după compensare:

$$J_{fc} = A^{comp} - TR * \Delta k_c \quad (3.6)$$

Abaterea jocului funcțional:

$$\Delta J_f = J_{fc} - J_f \quad (3.7)$$

Jocul maxim posibil:

$$J_{f \max} = J_f + \Delta k \quad (3.8)$$

Exemplu: valoarea sumară a jocului funcțional în ambele cuple de angrenare $J_f = 0,1$:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i = 0.78 \text{ mm} \quad (3.9)$$

$$A_{max}^{comp} = 0.78 - 0.1 = 0.68 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Adoptăm varianta: $\Delta k = J_f = 0,1 \text{ mm}$. Numărul de trepte al compensatorului $m = 6$, adică partea întreagă a numărului calculat de trepte:

$$m_c = A_{max}^{comp} / \Delta k - 1 = 0.68 / 0.1 - 1 = 5.8 \quad (3.11)$$

Rezultatele calculelor sunt incluse în tabelul 3.1, suplimentar și pentru cazul $\Delta k = 0.07 \text{ mm}$.

Tabelul 3.1. Valorile obținute ale elementelor compensatoare

$J_{fc} = 0,1 \text{ mm. } \Delta k = 0,1 \text{ mm}$					$J_{fc} = 0,1 \text{ mm. } \Delta k = 0,07 \text{ mm}$				
Joc compensat	Treapta de compensare		Jocul funcțional		Joc compensat	Treapta de compensare		Jocul funcțional	
	Calc.	Adopt.	Val.	Abat.		Calc.	Adopt.	Val.	Abat.
A^{comp}	TR_c	TR	J_{fc}	ΔJ_f	A^{comp}	TR_c	TR	J_{fc}	ΔJ_f
0,1	0	0	0,1	0	0,1	0	0	0,1	0
0,11	0,1	0	0,11	0,01	0,11	0,14	0	0,11	0,01
0,19	0,9	0	0,19	0,09	0,19	0,29	1	0,12	0,02
0,2	1	1	0,1	0	0,2	1,43	1	0,13	0,03
0,21	1,1	1	0,11	0,01	0,21	1,57	1	0,14	0,04
0,29	1,9	1	0,19	0,09	0,29	2,71	2	0,15	0,05
0,3	2	2	0,1	0	0,3	2,86	2	0,16	0,06
0,31	2,1	2	0,11	0,01	0,31	3,00	3	0,1	0
0,39	2,9	2	0,19	0,09	0,39	4,14	4	0,11	0,01
0,4	3	3	0,1	0	0,4	4,29	4	0,12	0,02
0,41	3,1	3	0,11	0,01	0,41	4,43	4	0,13	0,03
0,49	3,9	3	0,19	0,09	0,49	5,57	5	0,14	0,04
0,5	4	4	0,1	0	0,5	5,71	5	0,15	0,05
0,51	4,1	4	0,11	0,01	0,51	5,86	5	0,16	0,06
0,59	4,9	4	0,19	0,09	0,59	7,00	7	0,1	0
0,6	5	5	0,1	0	0,6	7,14	7	0,11	0,01
0,61	5,1	5	0,11	0,01	0,61	7,29	7	0,12	0,02
0,68	5,8	6	0,18	0,08	0,68	8,29	8	0,12	0,02

Schema treptelor compensatorului executate la treapta de precizie IT9 este reprezentată în figura 3.6. În cazul reductoarelor precesionale, mai ales cu două cuple de angrenare, numărul elementelor în lanțul dimensional al reductorului este mare, astfel încât valoarea totală a elementului de închidere $A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i$ și jocul de compensare maxim A_{max}^{comp} ajunge la valori de câțiva milimetri. În consecință, numărul de trepte m de compensare devine foarte mare.

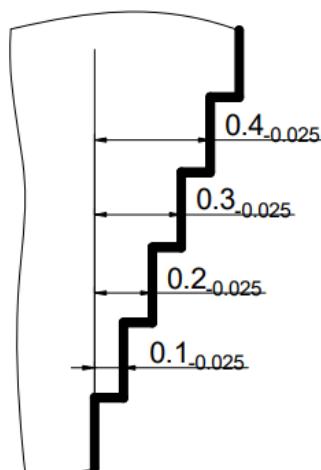


Fig. 3.6. Schema valorilor treptelor compensatorului

Numărul de trepte m de compensare devine mare și în cazul când cerințele față de precizia jocului funcțional sunt înalte, adică $\Delta k < J_f$.

Este oportună utilizarea compensatorului suplimentar, adică un compensator la trepte majore, iar altul la trepte mici ce depind de valoarea jocului funcțional (figura 3.7). Lanțurile dimensionale ale reductorului cu două compensatoare sunt reprezentate în figura 3.8. Realizarea procedurii se examinează pentru reductorul precesional reprezentat în figurile 3.7, 3.8, 3.10.

Admitem, de exemplu:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i = 3.4 \text{ mm} \quad (3.12)$$

Din lanțul dimensional al compensatorului suplimentar (figura 3.9), prin metoda interschimbabilității totale, se determină valoarea prealabilă a jocului maximal necompensat conform relației:

$$J_{max}^{Ncomp} = m_2 * \Delta k_2 + J_{f \max} = m_2 * \Delta k_2 + (J_f + \Delta k_2) = (m_2 + 1) * \Delta k_2 + J_f \quad (3.13)$$

unde:

J_{max}^{Ncomp} - valoarea prealabilă a jocului maximal necompensat.

Pentru diferite valori ale numărului de trepte al compensatorului suplimentar m_2 și pentru valoarea treptelor compensatorului suplimentar $\Delta k < J_f$.

Valoarea Δk_2 , fiind exprimată prin J_f conform expresiei:

$$r = \Delta k_2 / J_f \quad (3.14)$$

unde:

r - raportul dintre valoarea (înălțimea) treptelor compensatorului suplimentar Δk_2 și valoarea jocului funcțional J_f , atunci putem scrie:

$$J_{max}^{Ncomp} = (m_2 + 1) * \Delta k_2 + J_f = J_f * [(r * (m_2 + 1) + 1)] \quad (3.15)$$

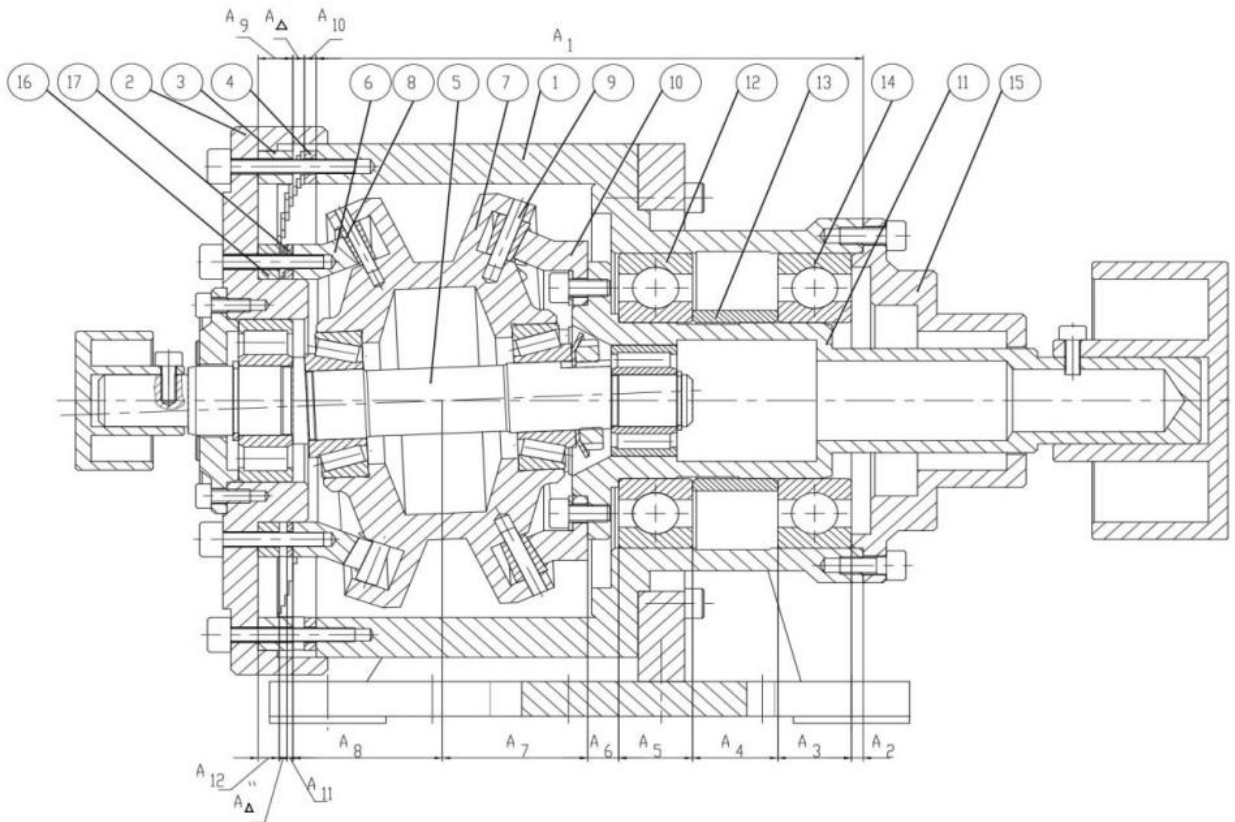


Fig. 3.7. Secțiunea axială a reductorului precesional de tipul A^Bcx-cv cu două elemente compensatoare

Se selectează una dintre variantele posibile, de exemplu:

$$m_2 = 7, J_{max}^{Ncomp} = 0.66 \text{ cu } r = 0.7$$

Din lanțul dimensional al compensatorului (figura 3.9) se determină valoarea treptelor compensatorului Δk_1 și numărul de trepte ale compensatorului m_1 , ținând cont de faptul:

$$J_{max}^{Ncomp} = 2 * \Delta k_1 \quad (3.16)$$

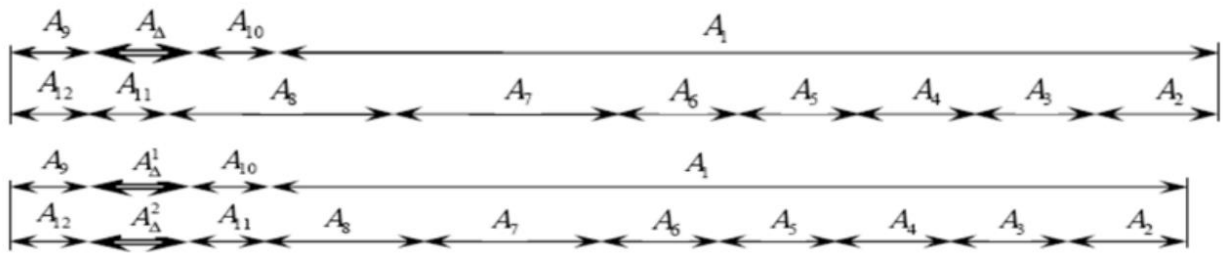


Fig. 3.8. Lanțul dimensional al reductorului precesional de tipul A^B cx-cv cu două elemente funcționale

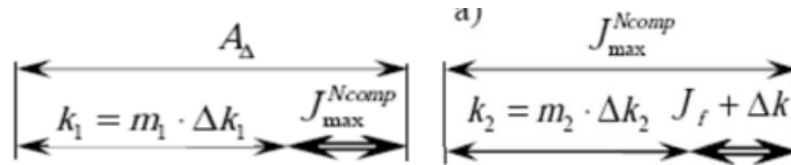


Fig. 3.9. Lanțuri dimensionale ale compensatorului pentru determinarea jocului funcțional al reductorului precesional de tipul A^B cx-cv

Tabelul 3.2. Valorile obținute ale jocului de compensare

$r = 1$		$r = 0.7$	
m_2	J_{max}^{Ncomp}	m_2	J_{max}^{Ncomp}
4	0.6	4	0.45
5	0.7	5	0.52
6	0.8	6	0.59
7	0.9	7	0.66
8	1	8	0.73
9	1.1	9	0.8
10	1.2	10	0.87

$$m_1 * \Delta k_1 + J_{max}^{Ncomp} = A_{\Delta}; (m_1 + 2) \Delta k_1 = A_{\Delta} \quad (3.17)$$

$$\Delta k_1 = \frac{J_{max}^{Ncomp}}{2} = 0.33 \quad (3.18)$$

$$m_1 = \frac{A_{\Delta}}{\Delta k_1} - 2 = \frac{3.4}{0.33} - 2 = 8.3 \quad (3.19)$$

Se adoptă $m_1 = 9$ și se recalculează valorile [65, 70] (figura 3.10):

$$\Delta k_1 = \frac{3.4}{9+2} = 0.31 \quad (3.20)$$

$$J_{max}^{Ncomp} = 2 * 0.31 = 0.62 \quad (3.21)$$

Se recalculează valoarea jocului funcțional asigurat de compensatorul suplimentar prin relația:

$$J_f = \frac{J_{max}^{Ncomp}}{[(r*(m_2+1)+1]} = \frac{0.62}{0.7*(7+1)+1} = \frac{0.62}{6.6} = 0.094 \quad (3.22)$$

Jocul asigurat este practic egal cu cel prevăzut în schema valorilor treptelor compensatorului: $0,094 \approx 0,1$.

Pentru fiecare compensator se determină, în funcție de jocul de compensare, treptele de compensare, jocurile necompensate și abaterile jocurilor (tabelul 3.1).

Dacă se asigură soluția tehnică cu compensarea jocului, se recurge la o altă iterație, operând cu numărul (figura 3.10) de trepte și valoarea acesteia.

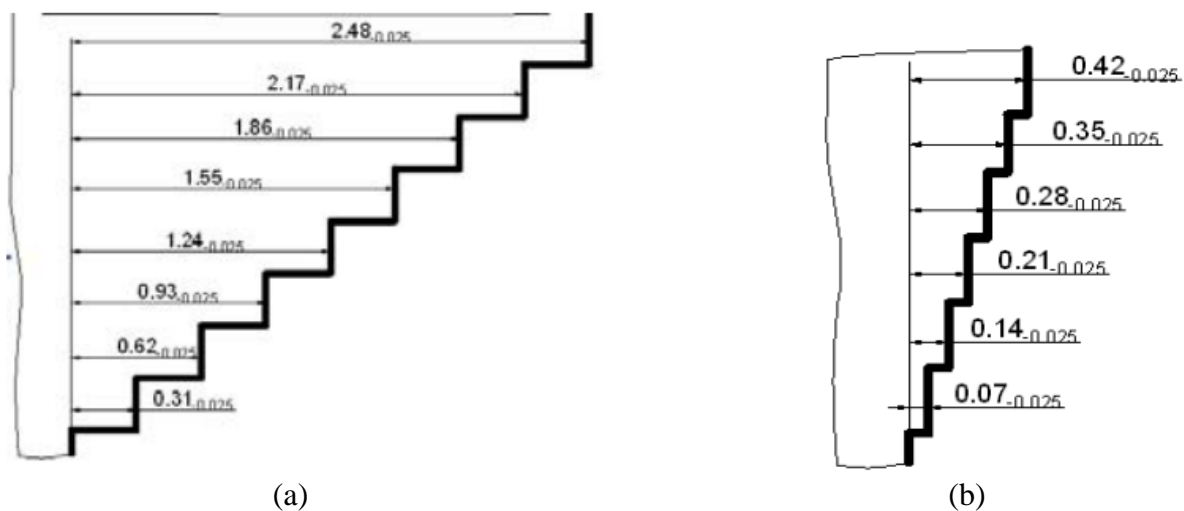


Fig. 3.10. Scheme cu pasul treptelor compensatoare 0,31 (a) și 0,07 (b)

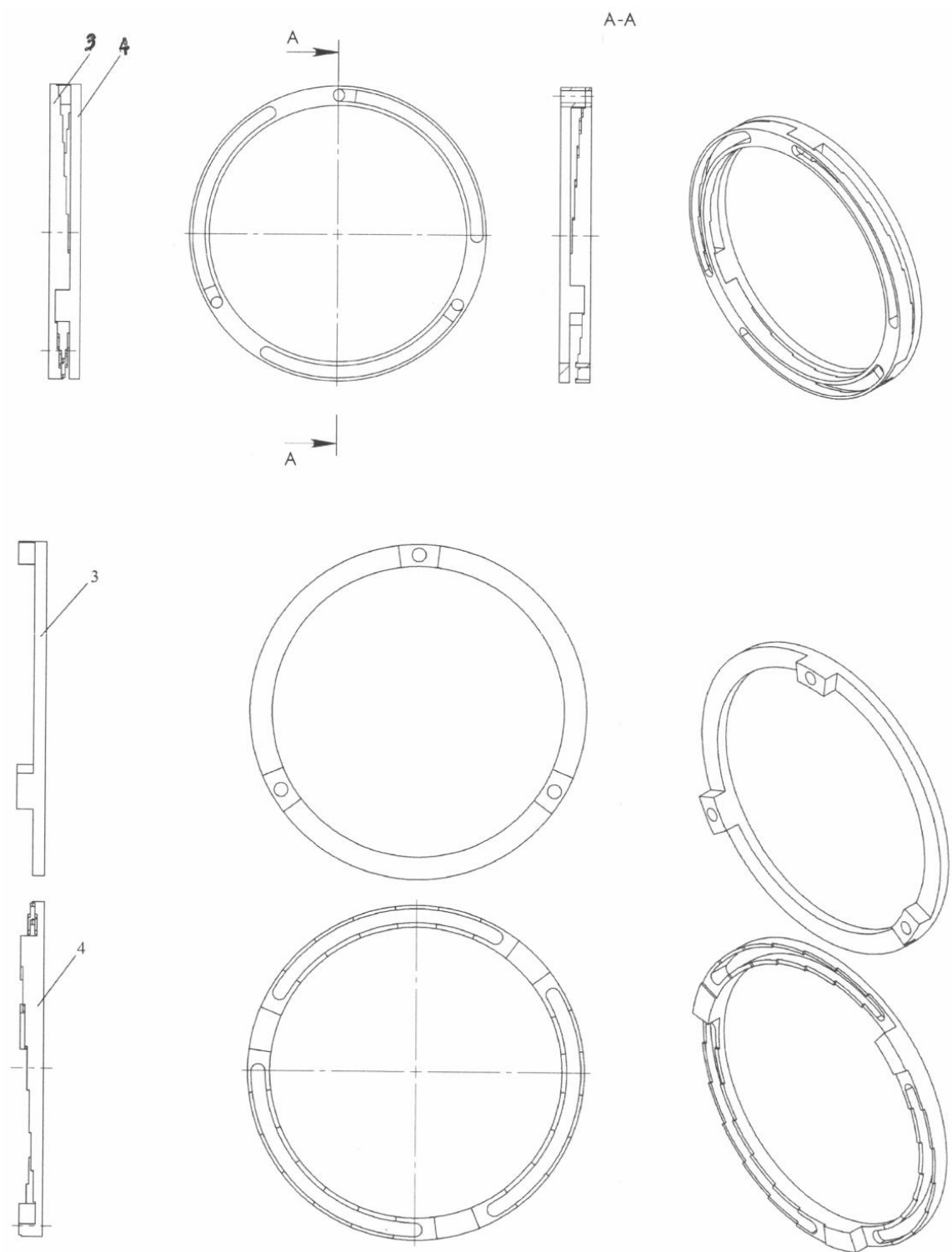


Fig. 3.11. Schema compensatoarelor în secțiune

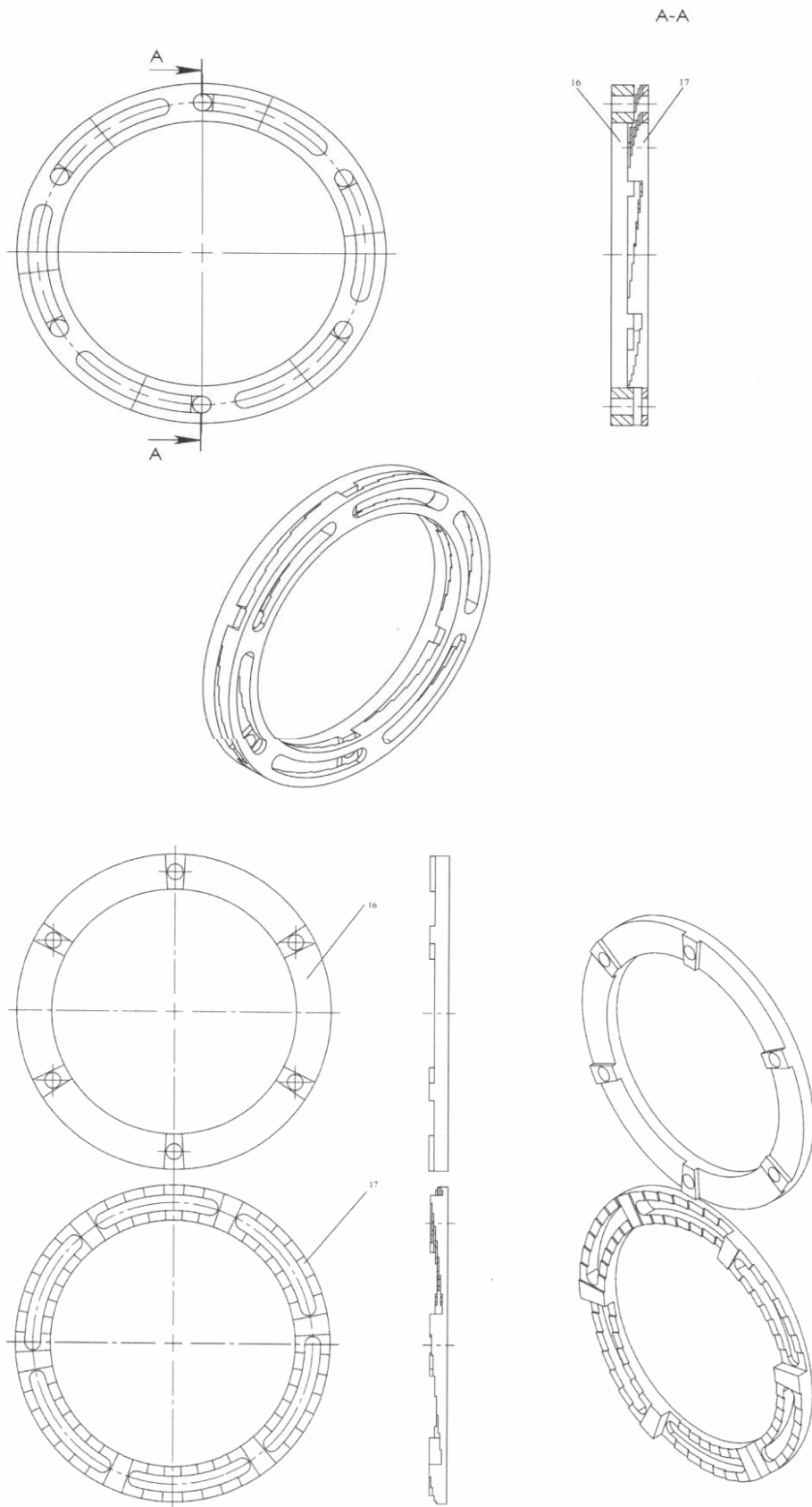


Fig. 3.12. Schema compensatoarelor suplimentare în secțiune

3.3. Metoda de calcul al lanțului dimensional cu ajutorul Tolerance Analysis

Tolerance Analysis este un software special integrat în Inventor pentru calculul unidimensional și analiza toleranțelor. Descrierea se dă în figura 3.13. În continuare, vom descrie procesul de lucru al programului și vom seta parametrii de bază ai elementelor angrenajului precesional cu angrenaj de tipul A^B_{CX-CV} .

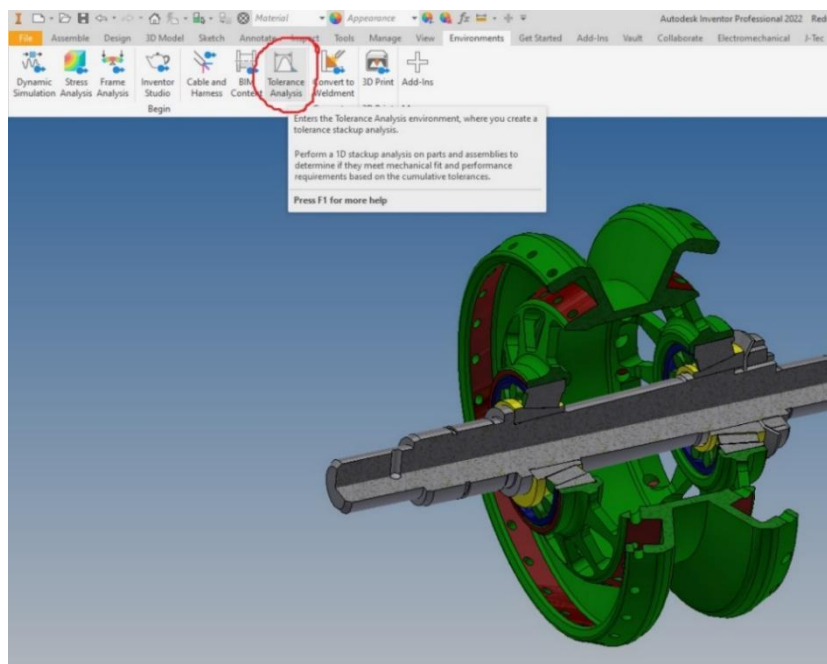


Fig. 3.13. Modelul special de analiză a Tolerance Analysis

Pentru a crea un nou lanț dimensional (figura 3.14), ansamblul calculat trebuie mai întâi salvat pe calculator.

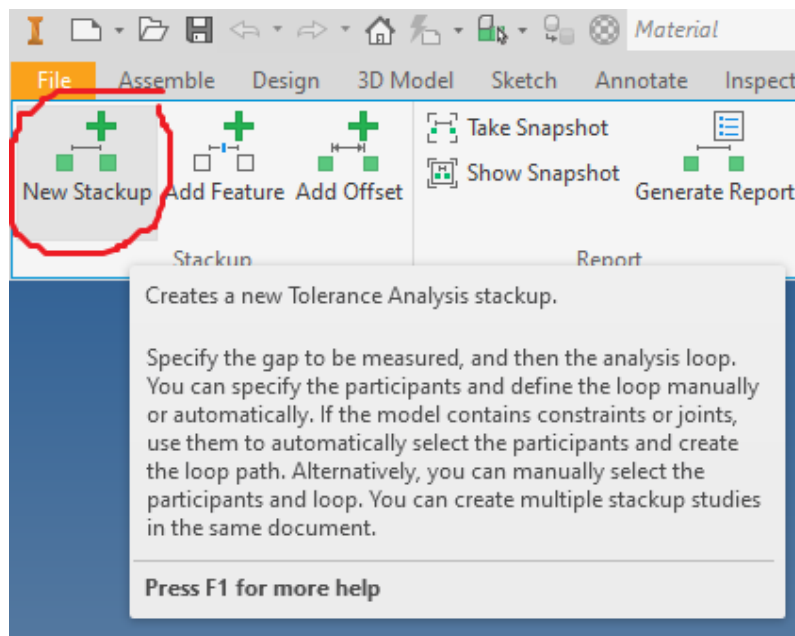


Fig. 3.14. Crearea unui nou lanț dimensional New Stackup

Apoi trebuie selectate toate suprafețele de contact ale elementelor care vor fi utilizate la calculele lanțului dimensional (figurile 3.15, 3.16, 3.17, 3.18, 3.19, 3.20).

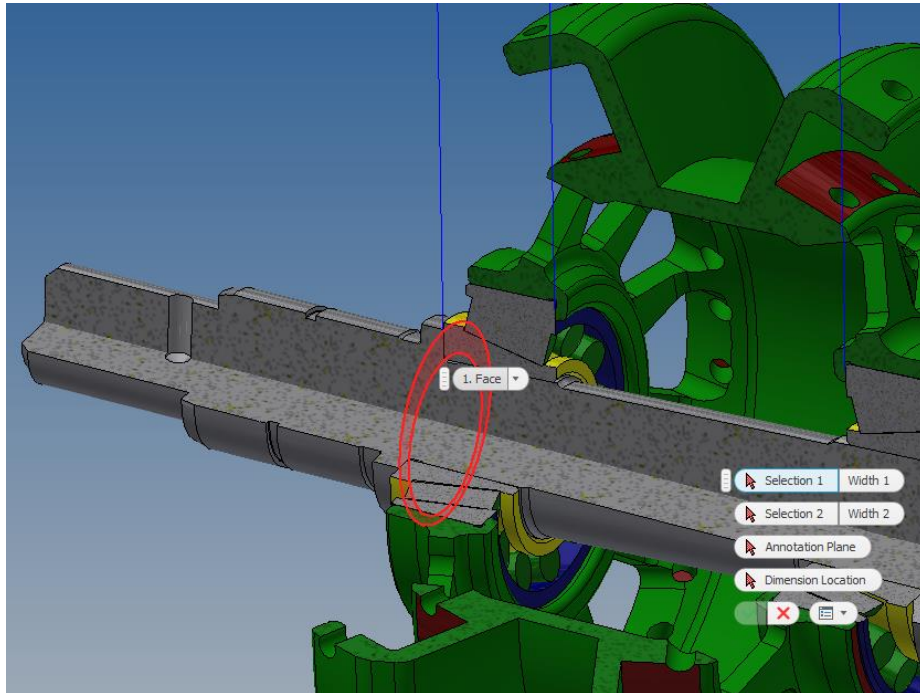


Fig. 3.15. Suprafața frontală de contact al arborelui transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

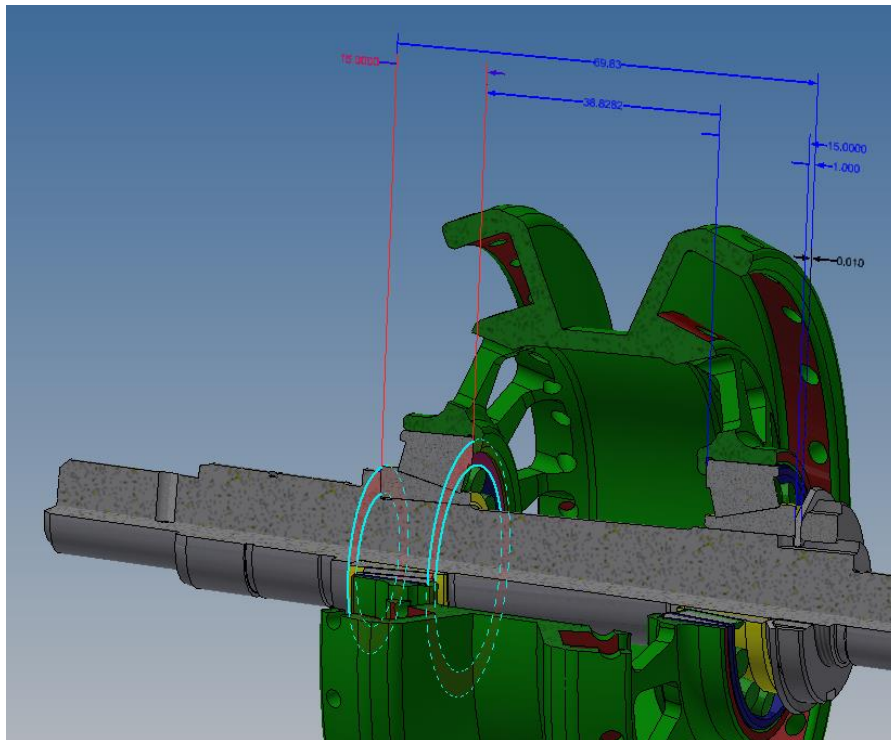


Fig. 3.16. Suprafețele rulmentului transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

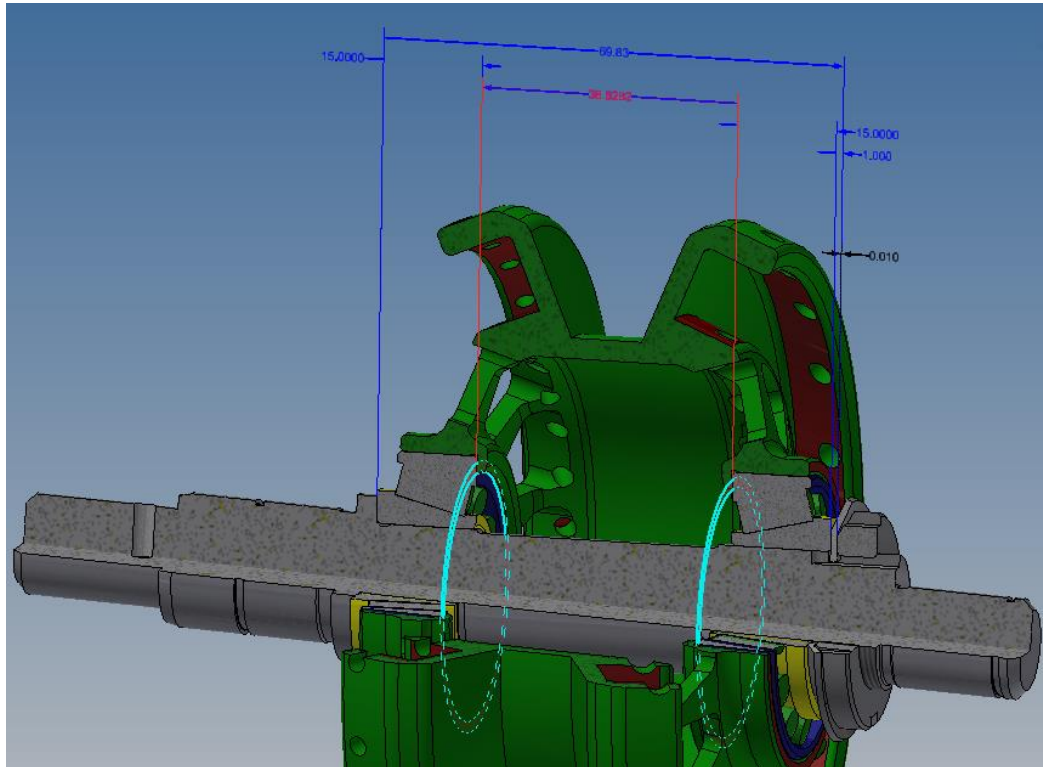


Fig. 3.17. Suprafețele roții-satelit a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

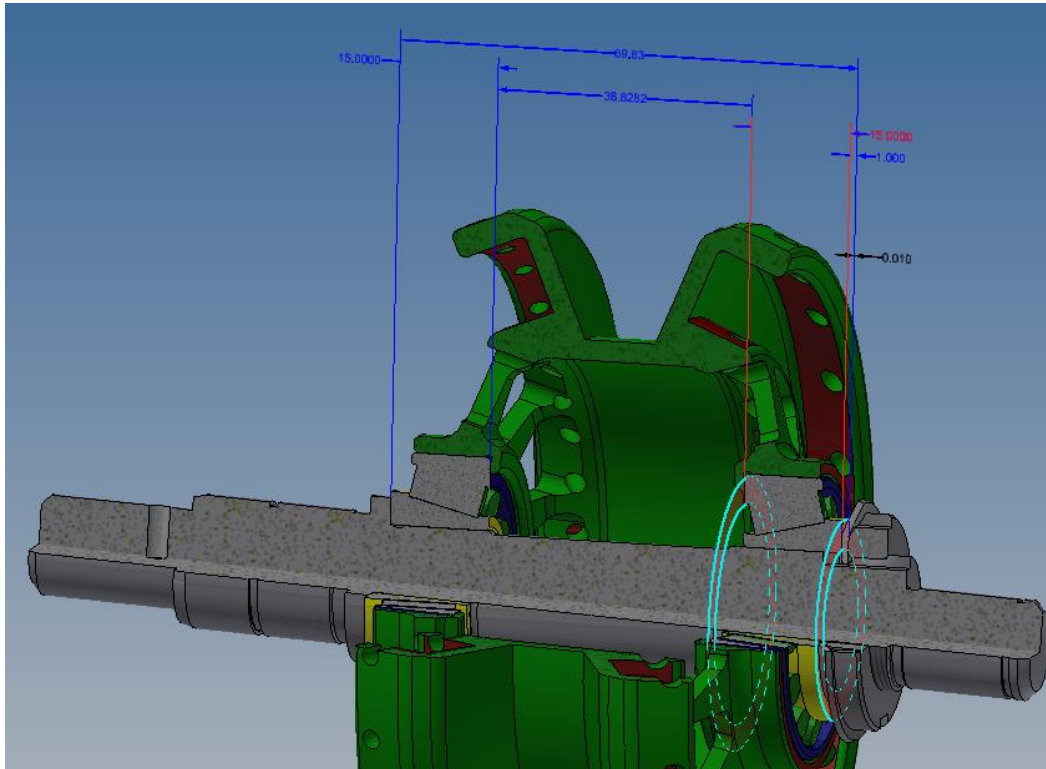


Fig. 3.18. Suprafețele rulmentului transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

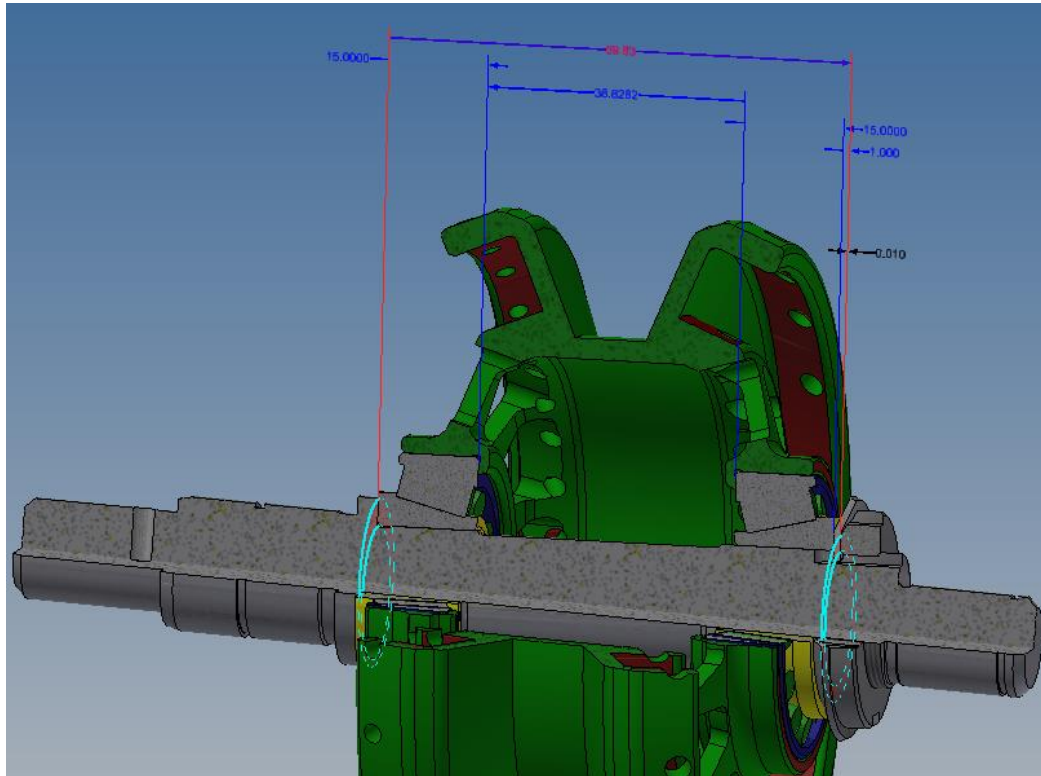


Fig. 3.19. Dimensiunile totale ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

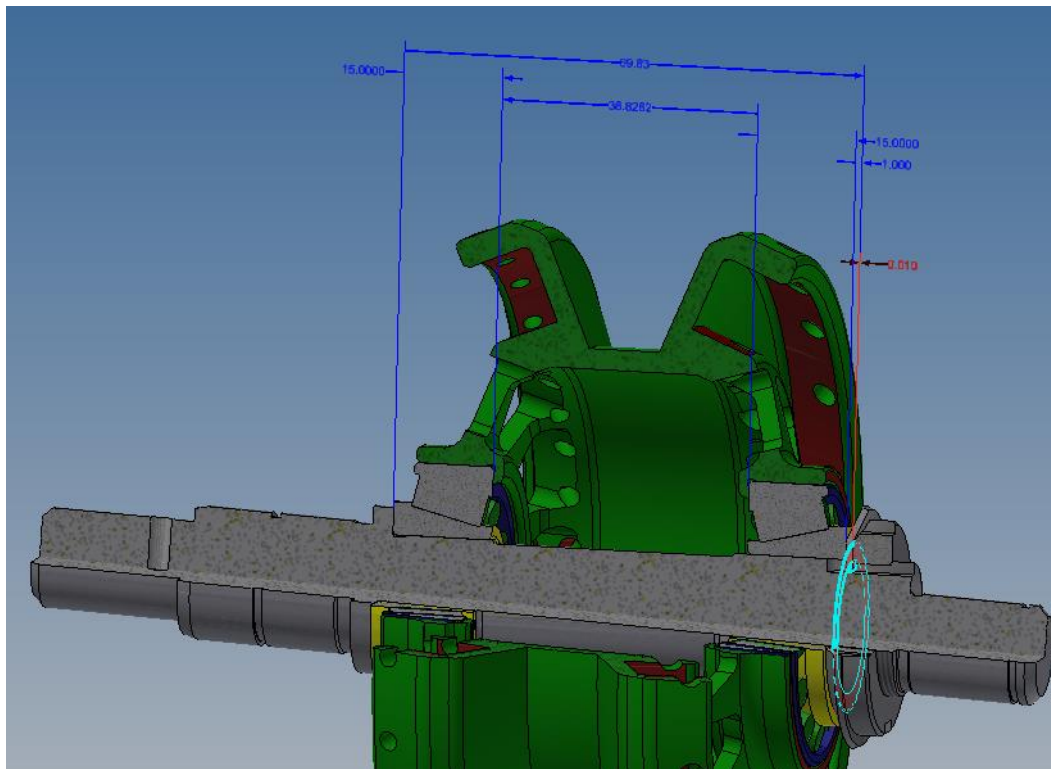


Fig. 3.20. Dimensiunile elementului de închidere al lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Este necesar a selecta suprafața plană în care va fi creat lanțul dimensional. Toate calculele vor fi efectuate în cadrul aceleiași suprafețe plane (figura 3.21).

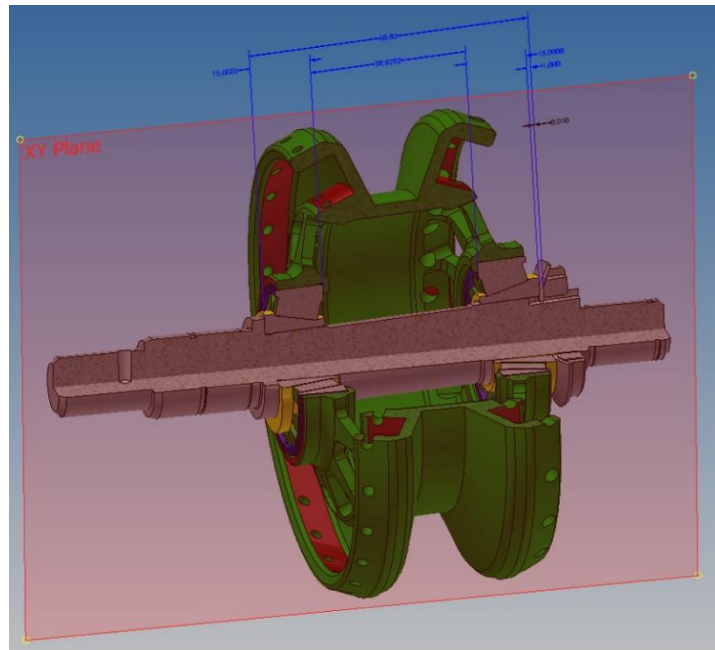


Fig. 3.21. Secțiunea XY a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

După selectarea tuturor elementelor și suprafețelor de contact, programul va găsi toate elementele și conexiunile, iar lanțul dimensional se va forma automat (figura 3.22).

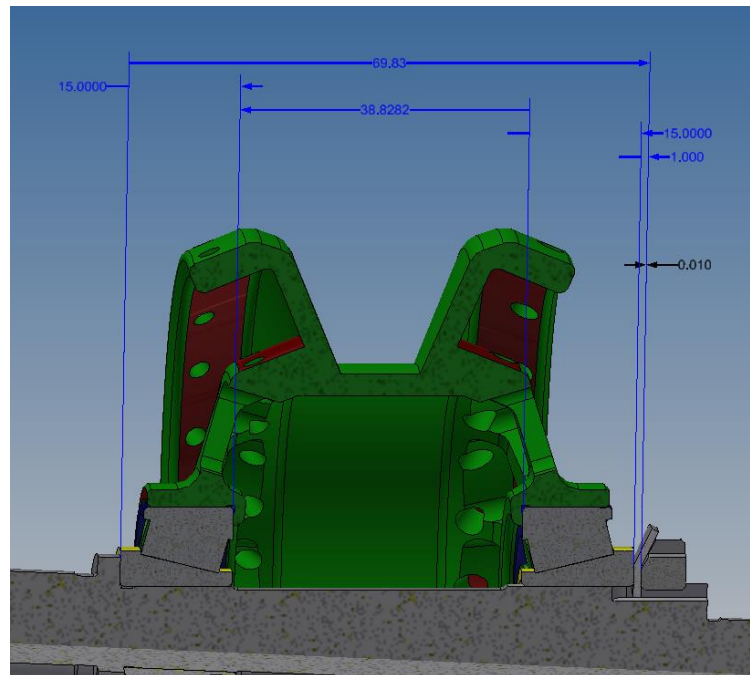


Fig. 3.22. Lanțul dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

După selectarea suprafețelor de lucru, a tuturor elementelor, a dimensiunilor finale și a locașului (dacă acestea sunt necesare), pe ecran va apărea o fereastră mare cu dimensiunile și toleranțele fiecărui element (figura 3.23). În această fereastră se pot seta limitele optime de abatere ale fiecărui element de asamblare. De asemenea, este posibilă setarea acestor toleranțe pentru fiecare piesă separat, înainte de a începe calculele în mediul Tolerance Analysis.

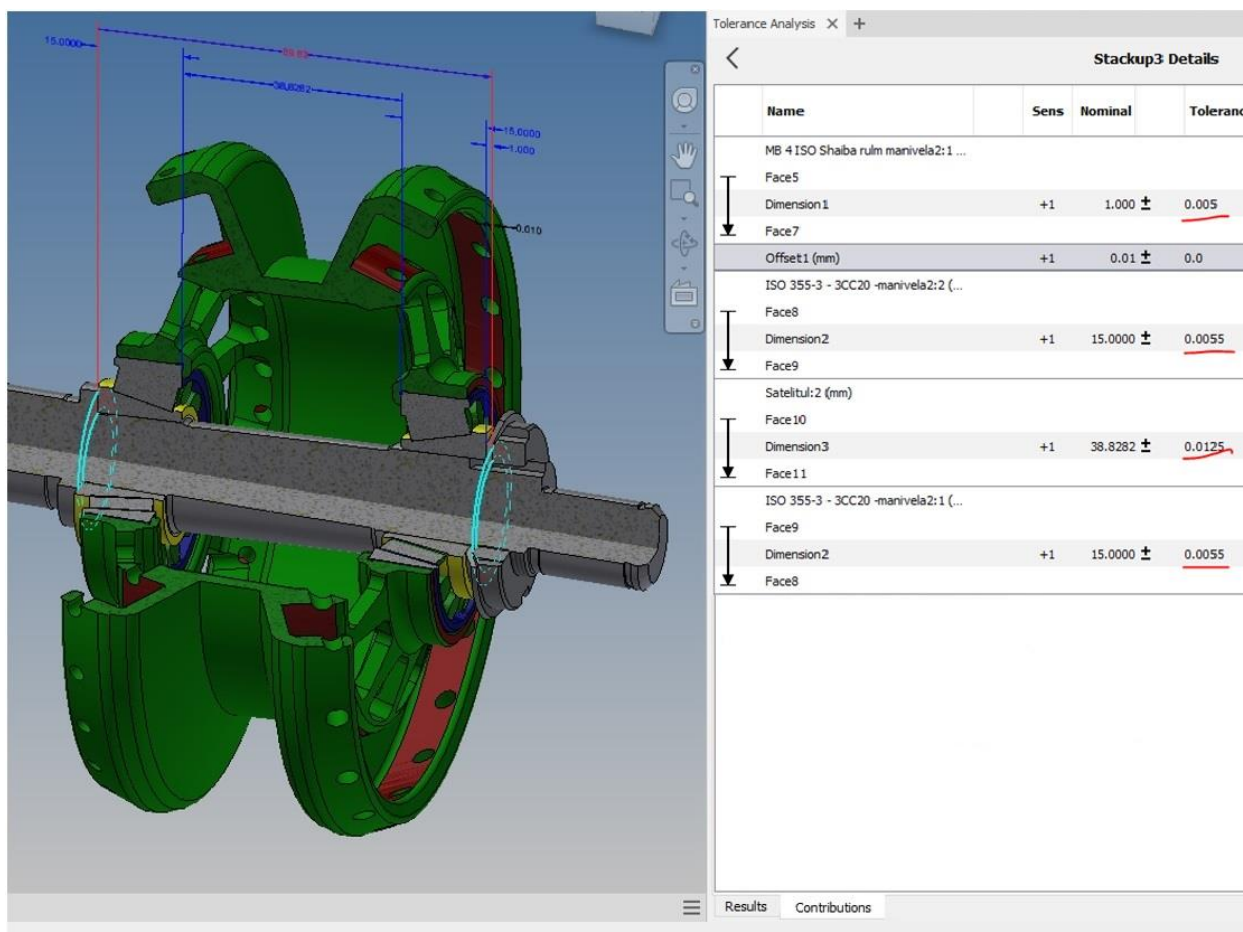


Fig. 3.23. Setarea toleranțelor elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Modificând parametrii introduși, se poate obține imediat rezultatul și se poate verifica valoarea acestuia (figura 3.24).

Schimbând unul sau alt parametru al câmpului de toleranță, se va putea calcula lanțul dimensional. Se va putea determina elementul cu cel mai mare impact asupra întregului ansamblu și mări sau micșora valorile toleranței într-o direcție sau alta [117, 118, 119].

Pentru a verifica efectul abaterilor toleranțelor fiecărui element, există o fereastră specială. Efectul toleranțelor în termeni procentuali este redat în figura 3.25.

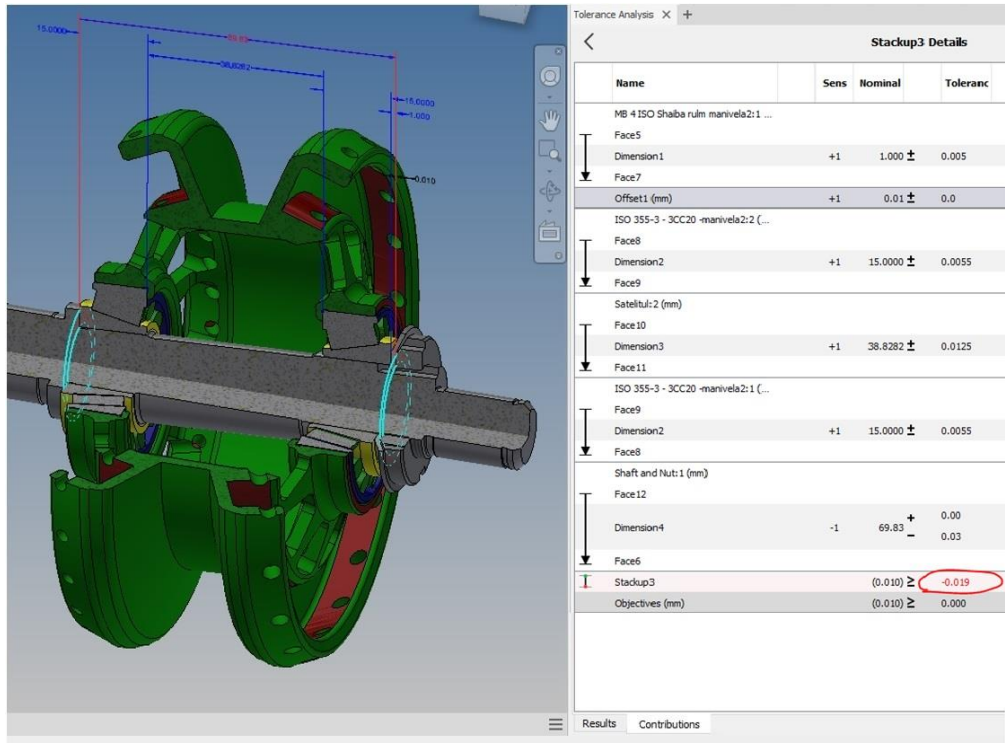


Fig. 3.24. Rezultatul abaterii elementului de închidere al lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

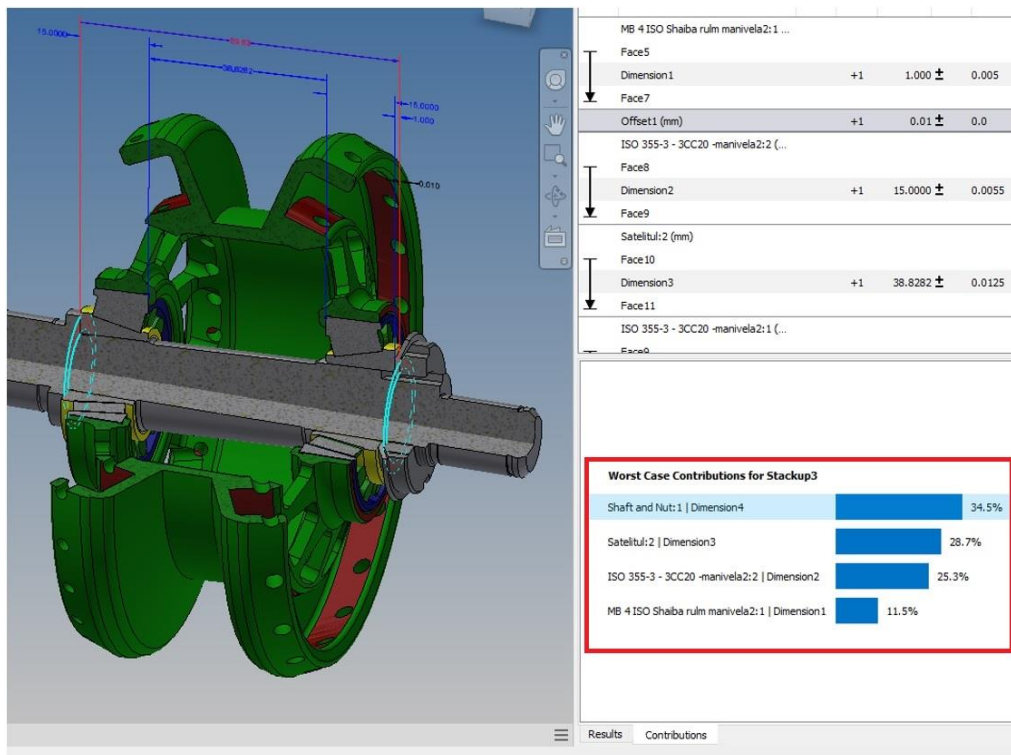


Fig. 3.25. Influența valorii toleranțelor elementelor în corelație procentuală a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Pentru a vizualiza datele și posibilitatea de a selecta rezultatele în funcție de următorii parametri există, de asemenea, o fereastră specială:

- cel mai rău caz (figura 3.26);
- statistic (figura 3.27);
- RSS – deviația medie pătrată; RSS este un caz special al metodei de analiză statistică și va fi descris după capitolul unde va fi expusă analiza statistică (figura 3.28);
- probabilitatea rebutului la 1.000.000 de piese (figura 3.29).

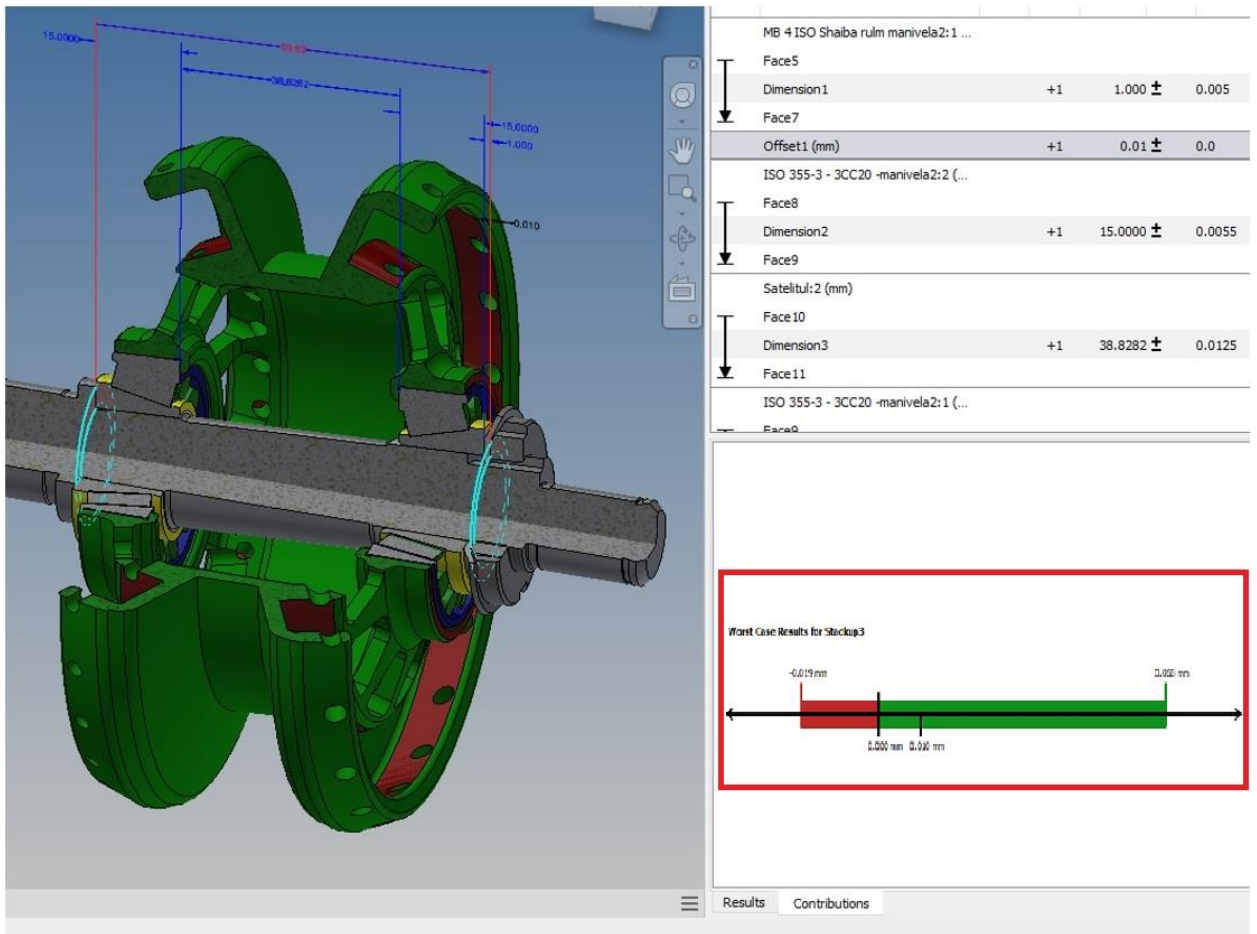


Fig. 3.26. Rezultatele conform metodei celui mai rău caz pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

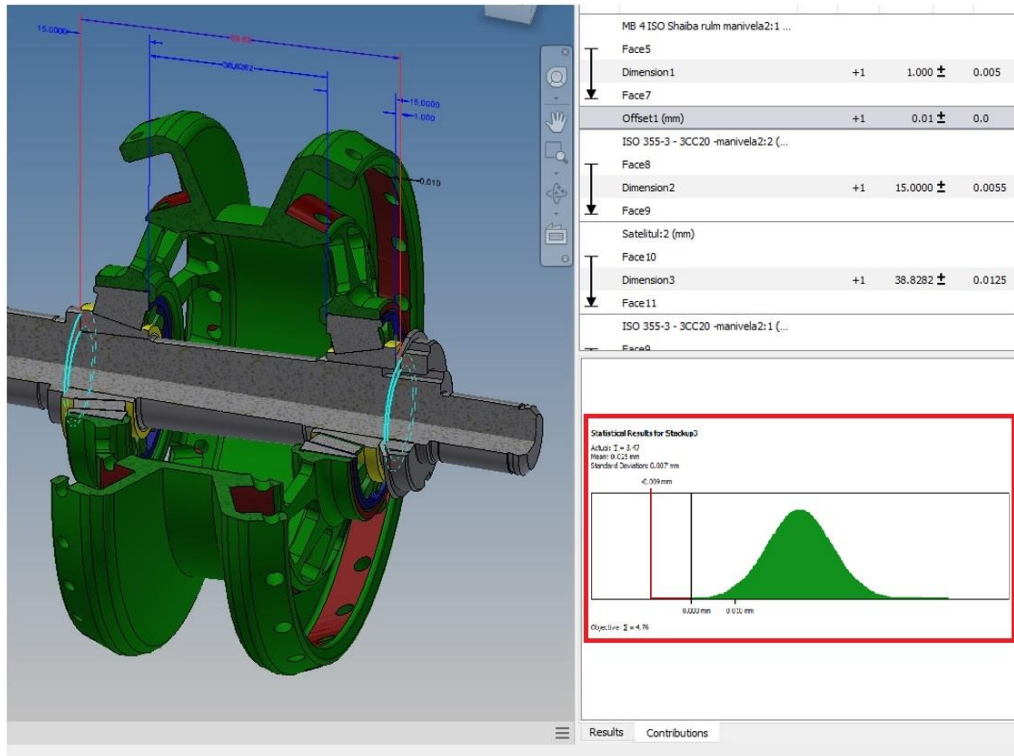


Fig. 3.27. Rezultatele conform metodei statistice pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

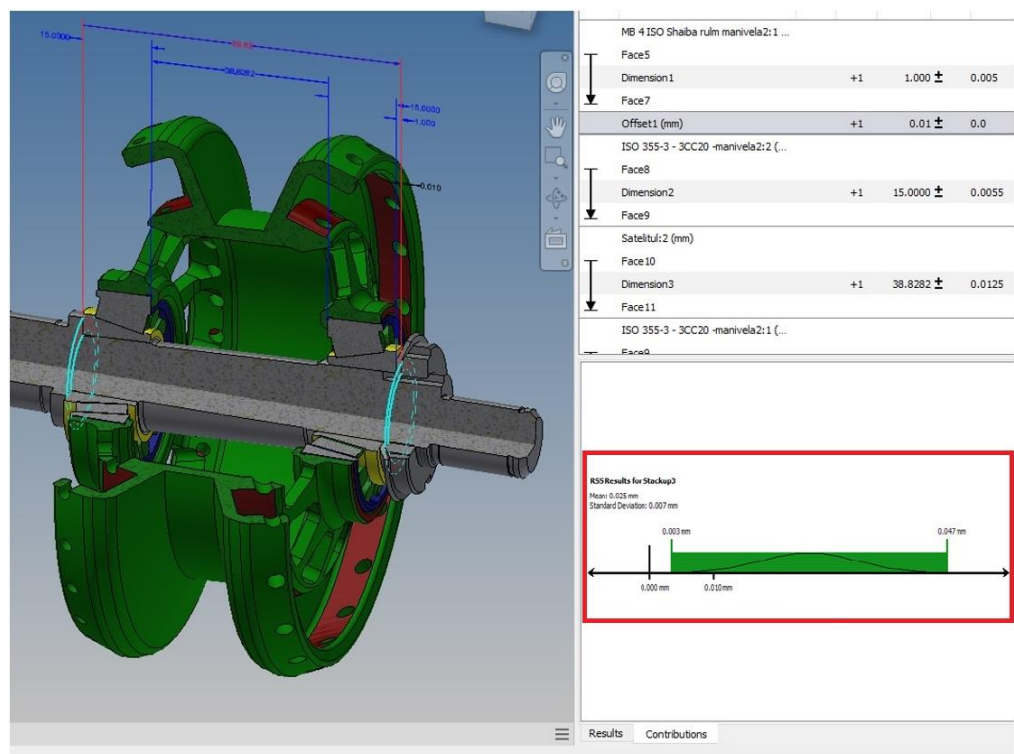


Fig. 3.28. Rezultatele conform metodei abaterii medii pătrate pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

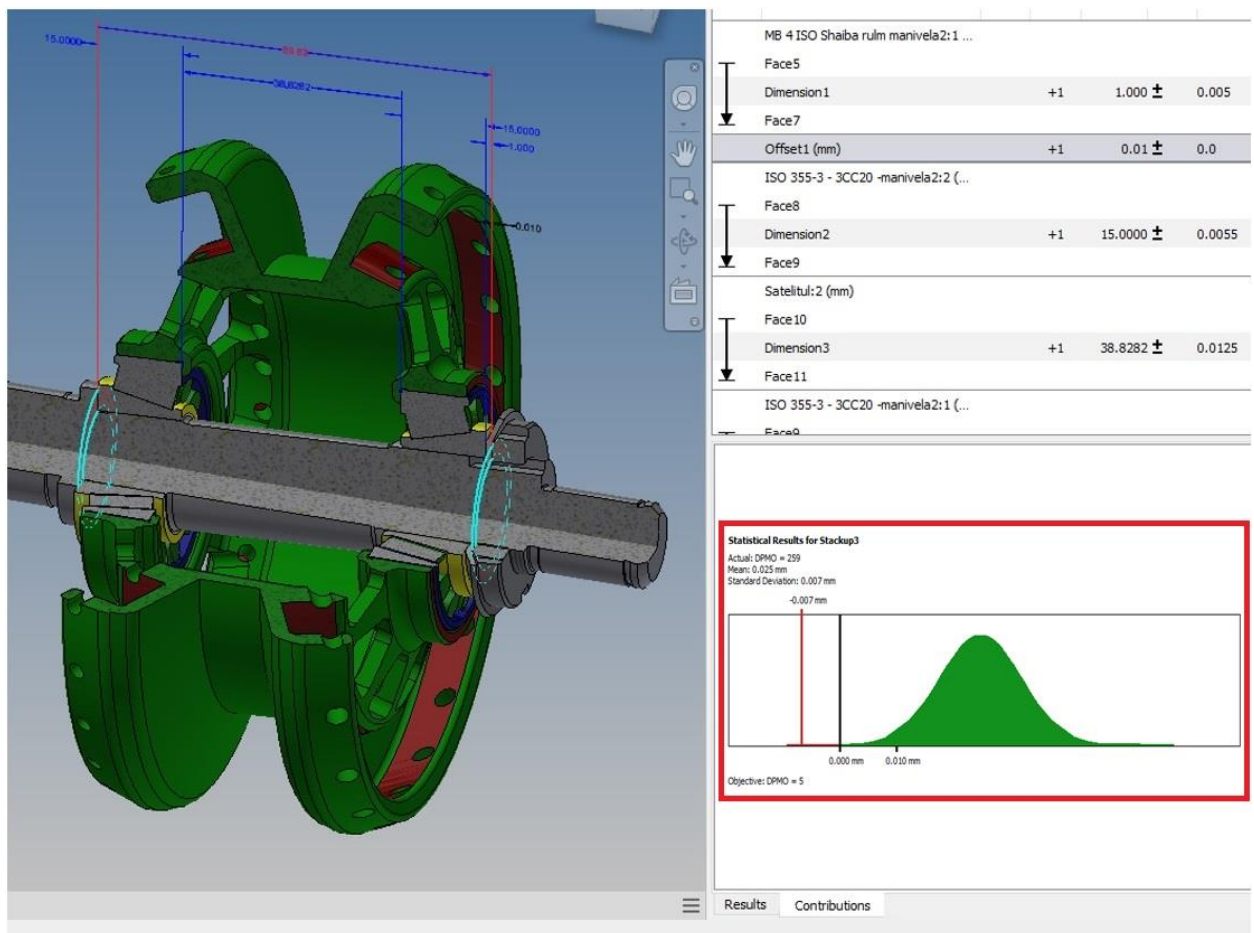


Fig. 3.29. Rezultatele conform metodei probabilității de rebut la 1.000.000 de piese pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Dacă este necesar, există posibilitatea elaborării unui raport detaliat al tuturor datelor și valorilor, cum ar fi: rezultatele metodei celui mai rău caz, ale metodei statistice, ale metodei abaterii medii pătrate, ale probabilității de rebut la 1.000.000 de piese [88].

3.4. Calculul lanțului dimensional al angrenajului precesional

Prin analiza menționată se va putea determina dacă elementele din cadrul ansamblului corespund cerințelor de ajustare pe baza toleranțelor cumulative ale pieselor în timp real.

Se va considera un exemplu real – un lanț al ansamblului (figura 3.30).

În acest lanț am analizat și am calculat un ansamblu din 6 piese: un arbore, 2 rulmenți, o roată-satelit, un inel și o piuliță (figura 3.31).

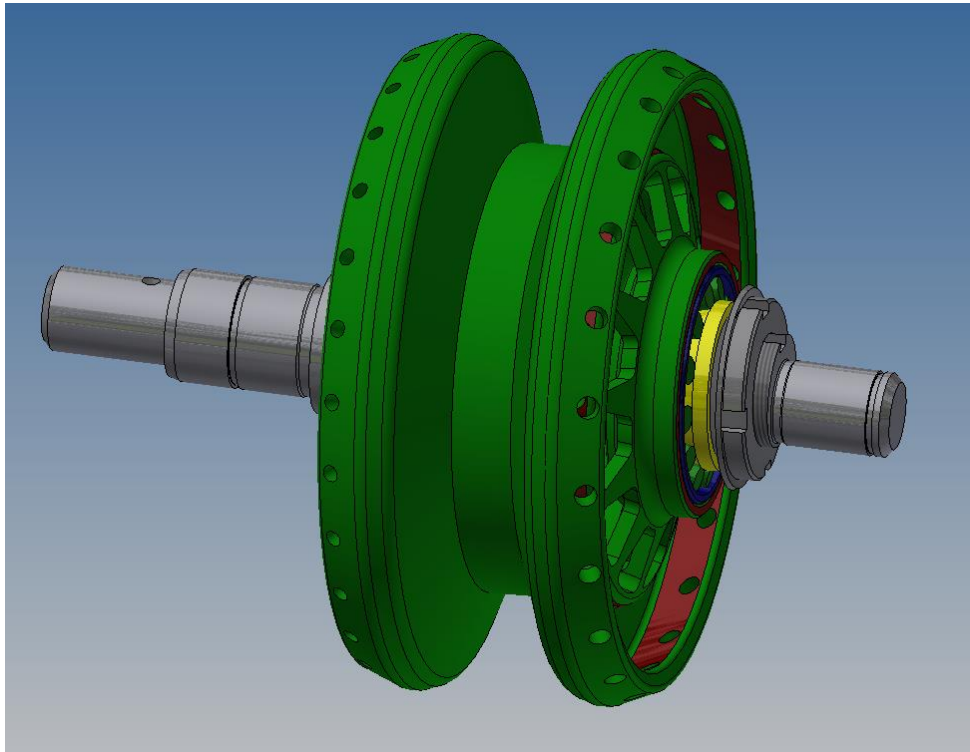


Fig. 3.30. Calculul lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

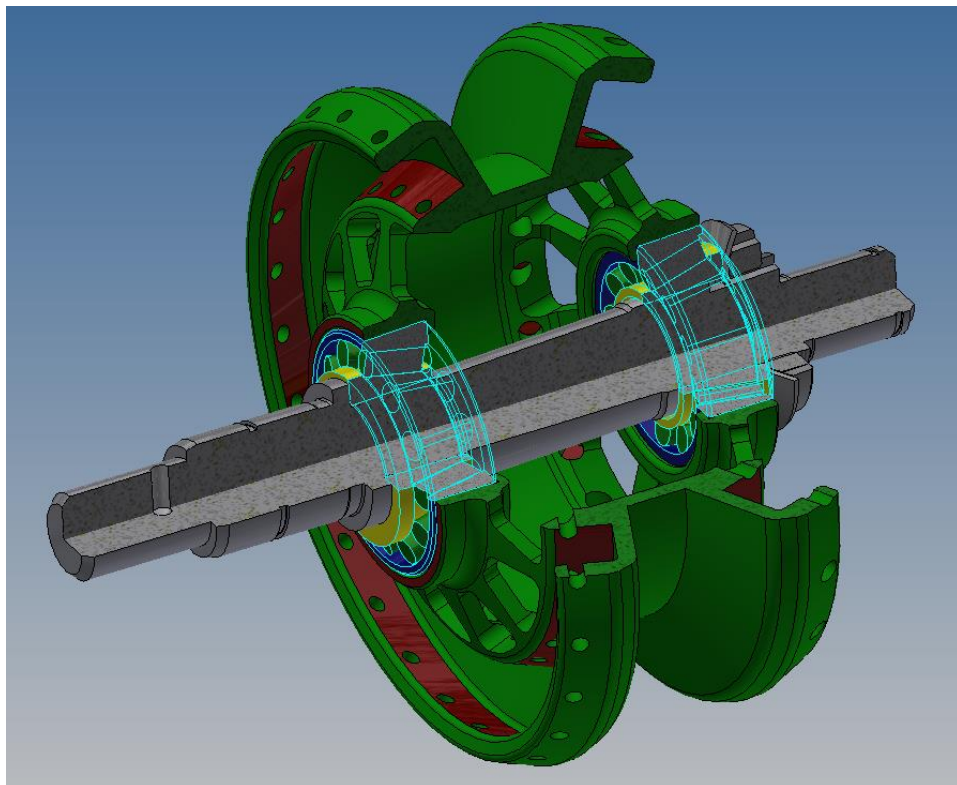


Fig. 3.31. Calculul elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

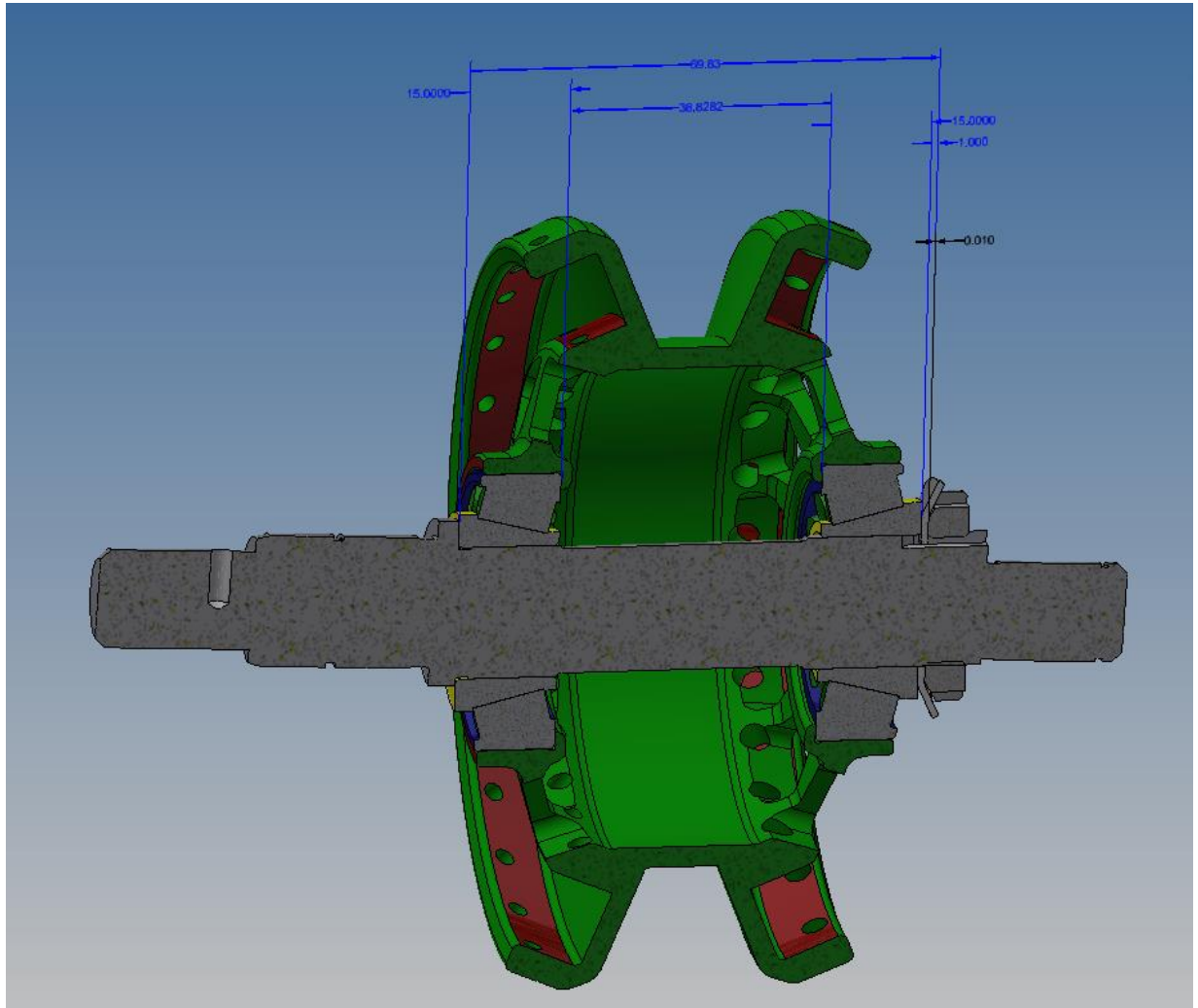


Fig. 3.32. Calculul lanțului dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Se va lua în considerare lanțul dimensional (figura 3.32). Pentru calculul preliminar al transmisiei precesionale, se va stabili treapta de precizie a tuturor elementelor. Valorile se vor introduce într-o fereastră specială a programului de date (figura 3.33).

Se vor seta pentru toate elementele, cu excepția rulmenților (acestea sunt deja produse finite cu o treaptă de precizie a lățimii IT6/2), treapta de precizie – IT7/2. După simulările numerice, se observă că nu au fost depășite câmpurile de toleranță. În figura 3.34 se va observa efectul fiecărui element de asamblare asupra rezultatului final al întregului lanț în termeni procentuali.

După analizarea valorilor tabelare ale jocului rulmenților conici a fost selectat jocul optim de 0,01 mm. În timpul funcționării rulmenților, această pereche de rulmenți se încălzește, de aceea se reduce ușor decalajul în funcționare.

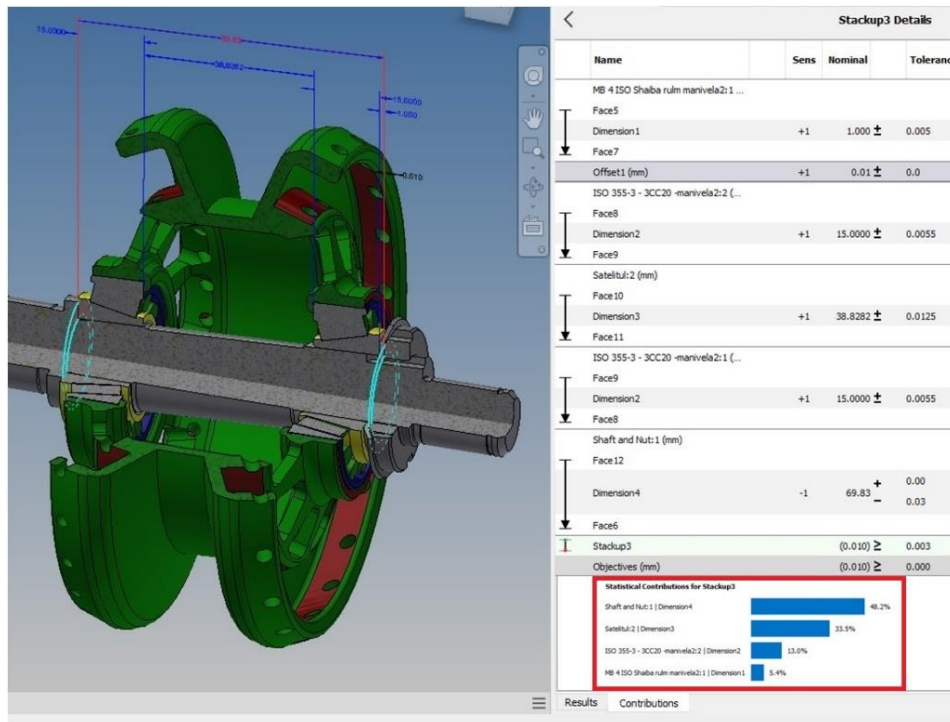


Fig. 3.33. Dimensiunile elementelor și toleranțelor. Lanțul dimensional al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

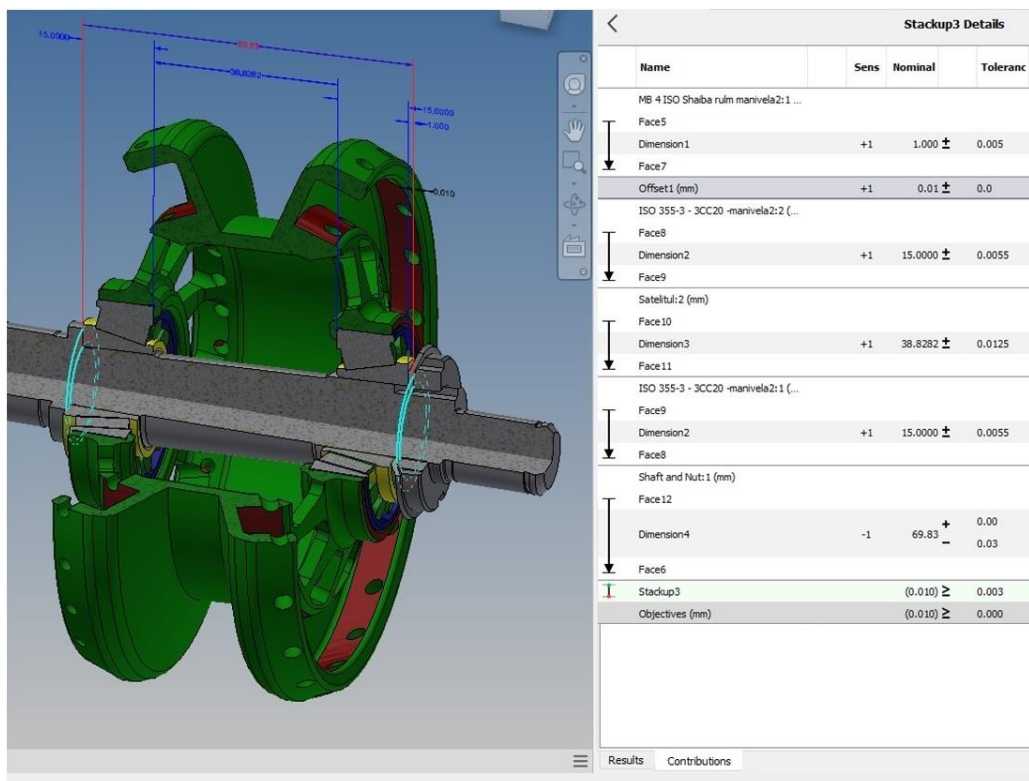


Fig. 3.34. Influența valorii toleranțelor calculate (în raport procentual) ale elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Cel mai dependent element din cadrul lanțului este dimensiunea 0.010 (figura 3.35).

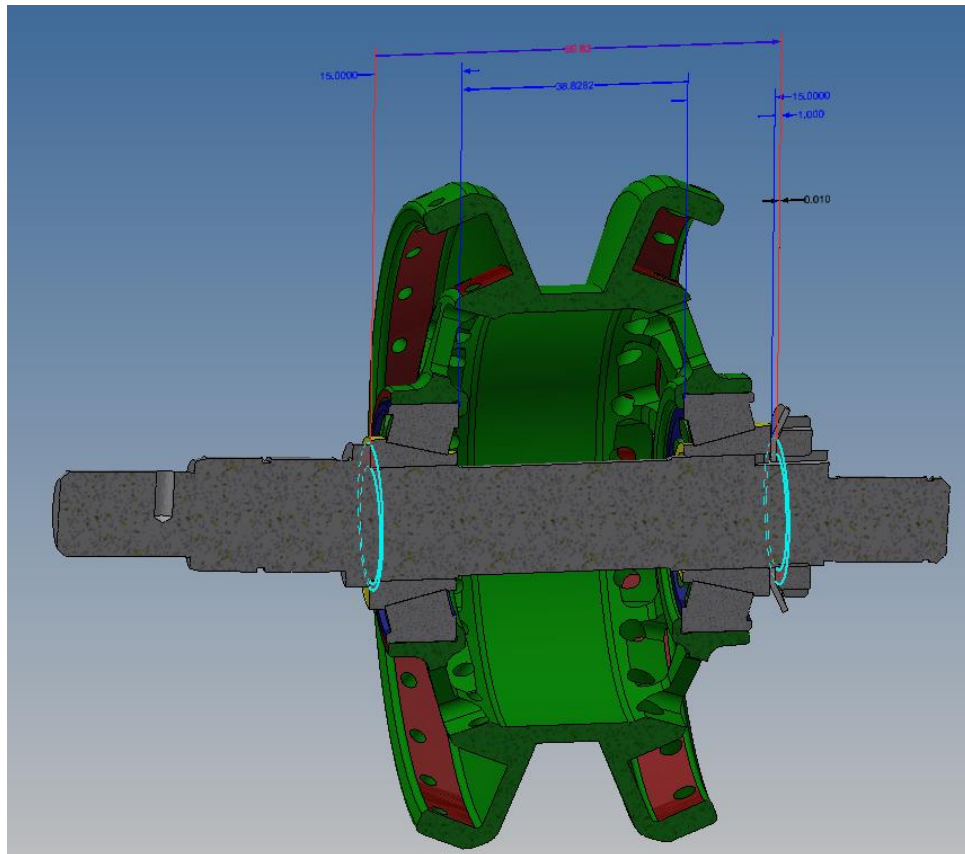


Fig. 3.35. Dimensiunea elementelor transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta(1-2) = \delta(3-4) = 22,5^\circ$, $\beta(1-2) = 3,5^\circ$, $\beta(3-4) = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

În baza rezultatelor calculului abaterii medii pătrate (figura 3.36) se observă că nu au fost depășite toleranțele. Astfel, treapta de precizie atribuită este 7, care poate fi acceptată pentru toate elementele de asamblare cu excepția rulmenților. În figura 3.37 sunt reprezentate rezultatele analizei statistice. De asemenea, este reprezentată probabilitatea de rebut la 1.000.000 de piese (figura 3.38), ceea ce constituie 259 piese și corespunde cu 0,0259%. Un procent atât de mic de rebut, în cel mai rău caz, poate fi neglijat. În producția industrială la scară medie și cu atât mai mult în masă, procentul unui astfel de rebut poate ajunge până la 1%. Valoarea de aproximativ 0,1% este inclusă în calcule încă în etapa de proiectare. Numărul pieselor defecte este semnificativ mai mic decât fondurile care pot fi economisite la fabricarea pieselor cu o calitate mai joasă a preciziei.

Dacă sunt efectuate calcule suplimentare, se admite intenționat o rată standard a procentului de rebut de 0,1%. Având această valoare, unor elemente le poate fi atribuită chiar și treapta de precizie 8.

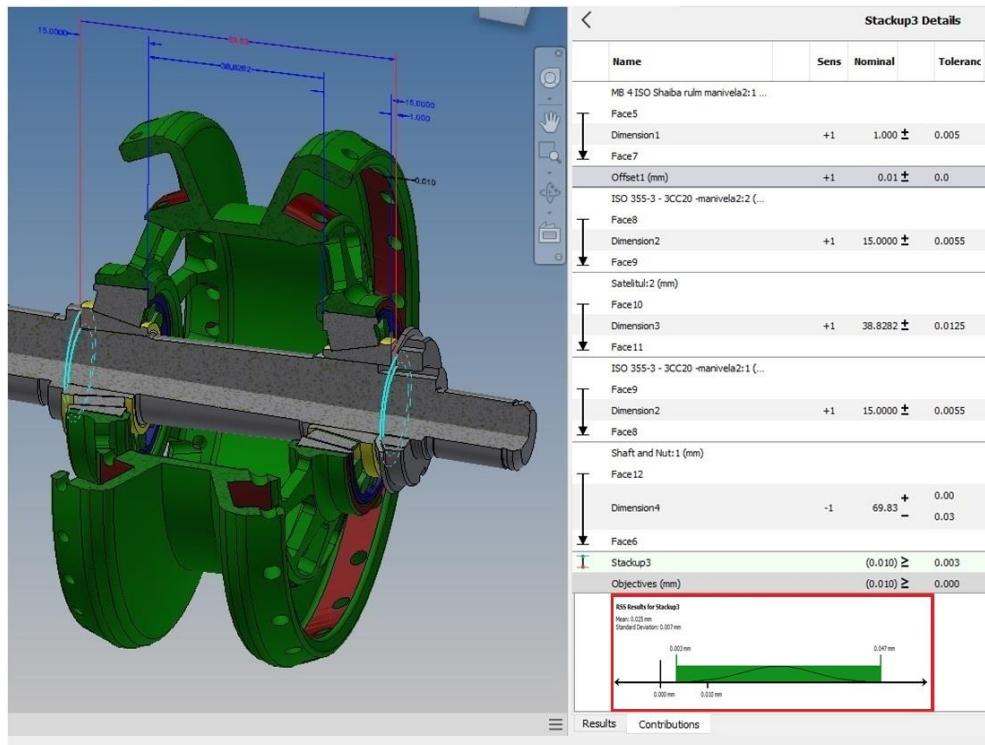


Fig. 3.36. Rezultatele calculului utilizând metoda abaterii standard pentru transmisia precisională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

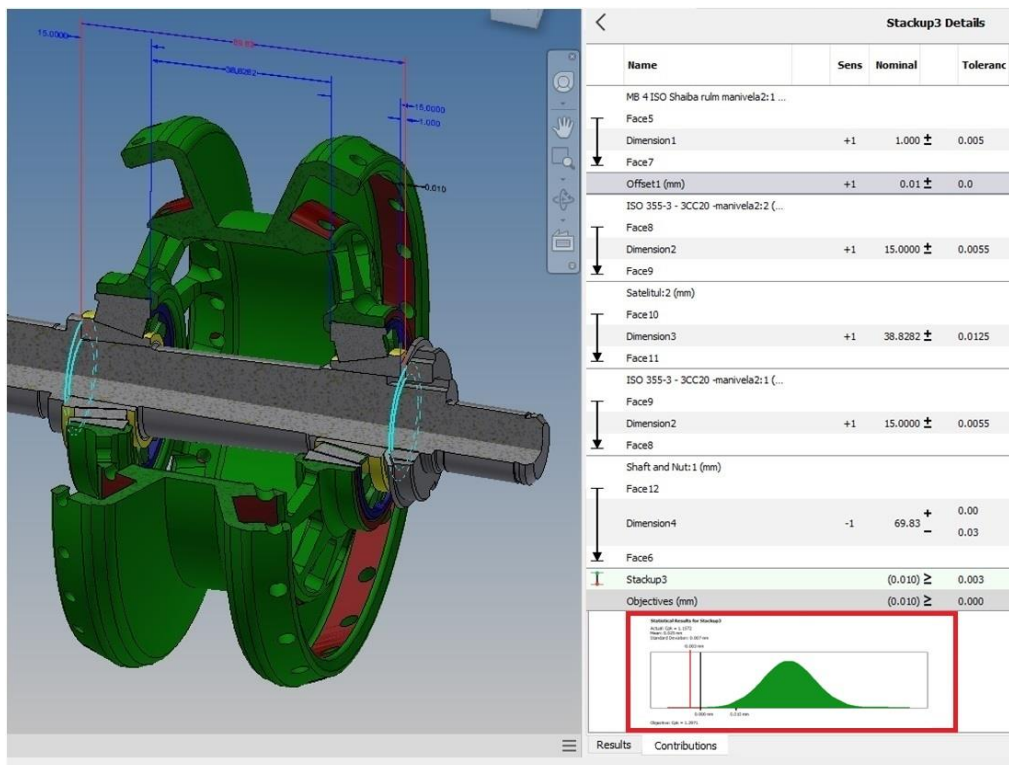


Fig. 3.37. Rezultatele calculului utilizând metoda statistică pentru transmisia precisională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

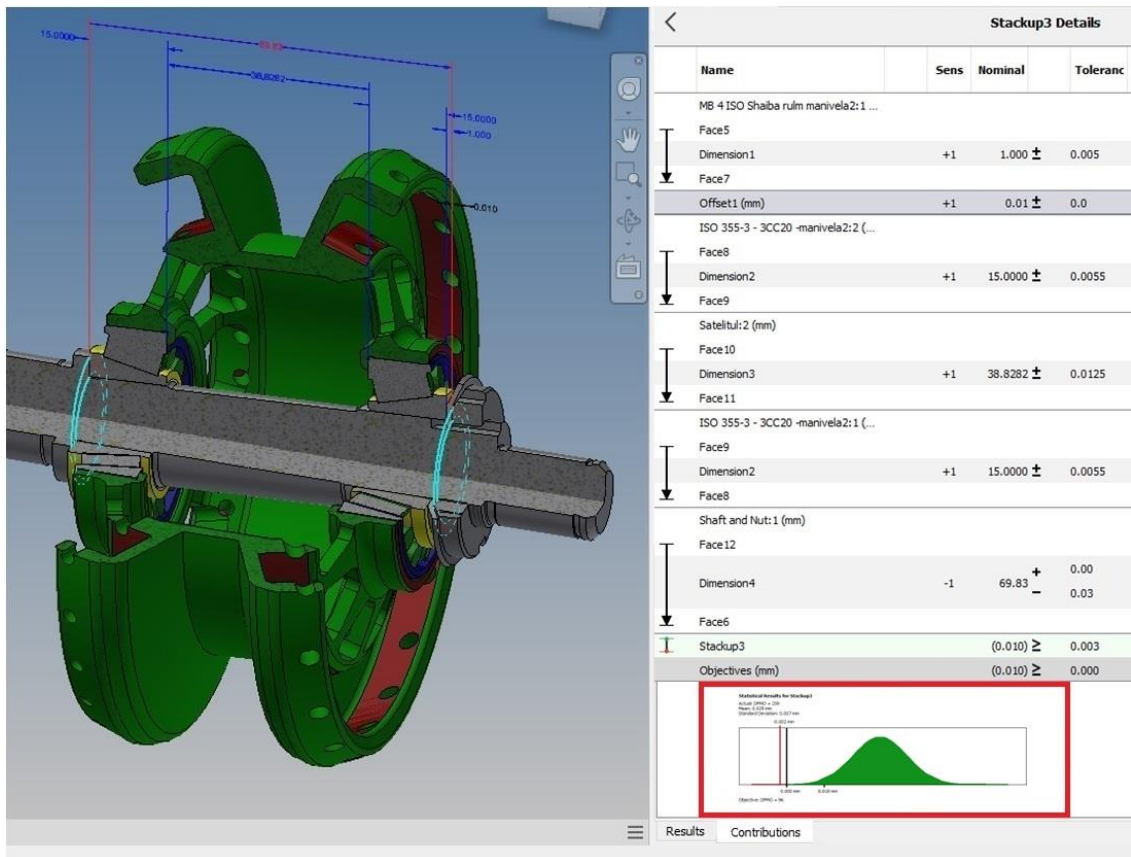


Fig. 3.38. Rezultatele calculului utilizând metoda probabilității de rebut la 1.000.000 de piese pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta(1-2) = \delta(3-4) = 22,5^\circ$, $\beta(1-2) = 3,5^\circ$, $\beta(3-4) = 4,78^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

3.5. Concluziile la capitolul 3

1. În capitolul trei se propune procedeul de reglare a jocului interdental în angrenarea A^B_{CX-CV} a dinților roții-satelit și ai roților centrale prin intermediul inelelor compensatoare speciale dotate cu asamblări pentru fixarea unghiulară a semiinelelor cu diferite grosimi în trepte, care asigură, prin rotirea relativă, modificarea grosimii sumare a inelului și, în consecință, poziționarea axială a roților centrale. Construcția compensatorului poziției axiale a roților centrale asigură treapta de reglare a inelului de bază cu pasul de 0,1 mm. Inelul auxiliar este format din sectoare cu grosime variabilă în creștere, cu distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a carcasei cu pasul de 0,07 mm. Se propune o metodă de calcul al lanțurilor dimensionale în mediul "Tolerance Tools".
2. S-a stabilit că câmpurile de toleranță ale principalelor elemente constructive pot fi corectate prin tranziție de la treapta de precizie 6 la treapta 7, cu un rebut de 0,025%, iar în unele cazuri, prin tranziție, chiar până la treapta 8, cu un rebut de 0,1%. Această propunere condiționează reducerea costului de fabricare a pieselor angrenajului precesional.
3. Utilizarea acestui model asigură evitarea calculelor manuale, excluderea utilizării metodei tabelare, atribuirea toleranțelor optime și reducerea costurilor de producție.

4. ARGUMENTAREA PRECIZIEI DE EXECUȚIE ȘI A STRUCTURII CINEMATICE A NODULUI PRECESIONAL ÎN TRANSMISIA CU ANGRENĂRI A^B_{CX-CV} ȘI A^D_{CX-CV}

4.1. Istoria transmisiilor precesionale și a procedeelelor de prelucrare a dinților. Scurte date privind transmisiile planetare precesionale de tip 2K-H

Primele brevete de invenție privind angrenajul cu bolțuri A^B au fost: *Transmisia planetară precesională cu angrenare multipară A^B_{CX-R}* , înregistrată la 30.05.1983 (SU 1020667 A) cu prioritatea din 11.02.1981, și cu angrenare multipară A^B_{CX-CV} , înregistrată la 07.06.1988 (SU 1401203 A1) cu prioritatea din 26.05.1986, iar prima invenție cu angrenaj dințat A^D – *Transmisia precesională dințată cu angrenare multipară A^D_{CX-R}* a fost înregistrată la 30.01.1989 (SU 1455094 A1) cu prioritatea din 13.05.1986, autor Ion Bostan [71].

Modificarea geometriei profilului convex/concav al flancurilor dinților în angrenarea A^B_{CX-CV} și dependența acestuia de configurația parametrică $[Z_g-\Theta, \pm 1]$ a fost formulată în brevetul de invenție (SU 1563319) din 29.09.1987 cu aplicarea parafei Secret de stat “Uz de serviciu” [71].

Concomitent cu cercetarea–dezvoltarea angrenajelor precesionale A^B și A^D au fost dezvoltate și tehnologiile de fabricație a roților conice cu profiluri de flanc nestandardizate. Astfel, la 05.01.1988 a fost înregistrat brevetul de invenție a procedeeului $G_{r,s}^{con}$ și a utilajului pentru generarea prin rostogolire–rulare spațială a dinților roților conice cu profiluri de flanc convex/concav (SU 1663857 A1), cu aplicarea parafei Secret de stat “Uz de serviciu”. Prin procedeul și utilajul brevetat pot fi fabricate generatoare de profil cu aceeași formă geometrică, inclusiv cu modificarea longitudinală și de profil a flancurilor dinților conform invenției (SU 1646818 A1) din 07.05.1991 cu prioritate din 27.06.1988 [71].

Conform brevetelor de invenție (SU 1563319 A1), (SU 1648848 A1), (SU 1663857 A1) și (SU 1758941 A1), la 16.06.1995, ROSPATENT, Federația Rusă a înregistrat patru patente cu numerele corespunzătoare, fiindu-i atribuit dreptului de proprietate deținătorului – SRL *Precesia*, Republica Moldova [71].

Teoria fundamentală a angrenajelor precesionale multipare A^B și A^D și teoria generării profilurilor de flanc convex/concave ale dinților au fost tratate în teza de doctor habilitat *Elaborarea transmisiilor planetare precesionale cu angrenaj multipar* (cu parafa „Uz de serviciu”) susținută de Ion Bostan la 17.12.1989 la Universitatea Tehnică de Stat *N.E. Bauman* din Moscova [71].

În perioada de până la susținerea tezei de doctor habilitat în domeniul transmisiilor precesionale cu angrenaj multipar și al procedeelelor de generare a dinților roților conice cu profil

convex/concav Ion Bostan a publicat două monografii, aproximativ 80 de articole științifice și a obținut 50 brevete de invenție, dintre care 28 cu parafa Secret de stat “Uz de serviciu”. În această perioadă, în cadrul Universității Tehnice a Moldovei au fost create laboratoarele de cercetare *Transmisii Mecanice* (TM) și *Tehnologii de Generare* (TG) a roților dințate cu profiluri variabile convex/concave nestandardizate [68, 71].

Ion Bostan are o experiență de peste 40 de ani în domeniul cercetării-proiectării transmisiilor precesionale și al tehnologiilor de fabricație a roților dințate prin generare cu rostogolire spațială. A publicat 19 monografii (la 7 dintre ele fiind unicul autor, cu un volum total de peste 3200 pagini), 700 articole științifice și deține 230 brevete de invenție și patente [71].

Scurte date privind transmisiile planetare precesionale de tip 2K-H

Transmisia precesională de tipul 2K-H (figura 4.1) include roata-satelit g cu două Z_{g1} și Z_{g2} , care se află în angrenare cu roțile centrale imobile b și mobile c , legată de arborele condus V . La rotirea arborelui-manivelă H cu viteza unghiulară ω_H satelitul g efectuează mișcare sferospațială cu un punct fix O numit centru de precesie [123].

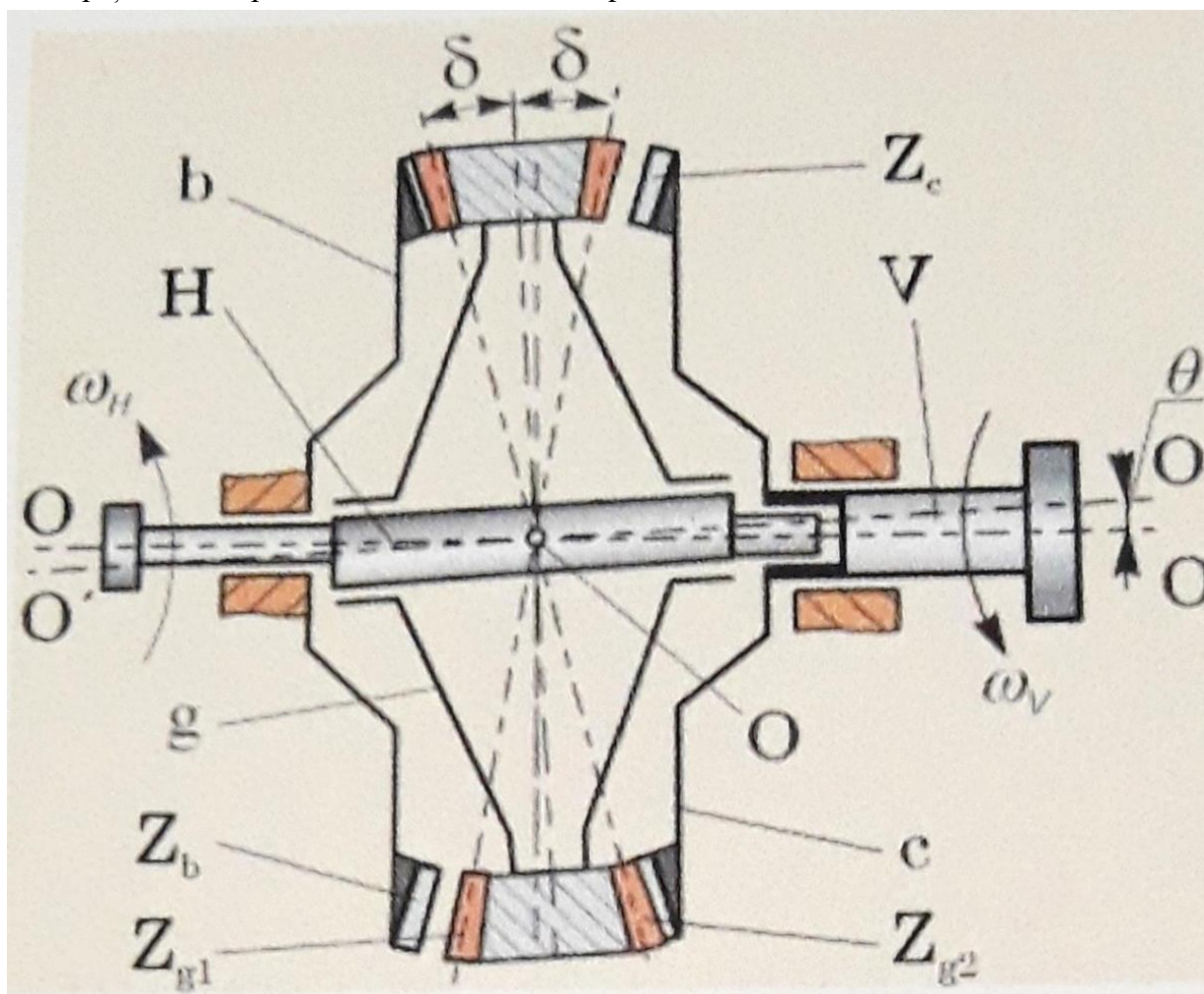


Fig. 4.1. Structura cinematică a transmisiei planetare precesionale de tipul 2K-H [71]

Raportul de transmitere se determină prin relația:

$$i = - Z_{g1}Z_c / Z_bZ_{g2} - Z_{g2}Z_c \quad (4.1)$$

unde:

Z_{g1}, Z_{g2} sunt numărul de dinți ai coroanelor danturate ale roții-satelit;

Z_c, Z_b – numărul de dinți ai roților centrale c și b ;

i – raportul de transmitere ale reductorului.

Analiza relației arată că transmisiile precesionale 2K-H asigură realizarea unui interval larg al rapoartelor de transmitere. Efectul cinematic maxim se atinge pentru relațiile de dinți: $Z_b=Z_{g2}$, $Z_{g1}=Z_{g2}+1$, $Z_c=Z_{g2}-1$, pentru $Z_c=Z_{g1}$, $Z_{g2}=Z_{g1}+1$, $Z_b=Z_{g1}-1$.

În funcție de numerele de dinți Z_b, Z_c, Z_{g1}, Z_{g2} și de coraportul lor, în transmisiile cu angrenările (Z_b-Z_g) și (Z_c-Z_{g2}) , în cazul în care $Z_{b,g1,c,g2} \leq 60$, se asigură rapoartele de transmitere $\pm 20 \leq i \leq \pm 3600$ [69, 70].

În aceste condiții, în cazul în care $Z_b=Z_{g1}-1$ și $Z_b=Z_{g2}+1$ transmisia 2K-H asigură rapoarte de transmitere în diapazonul $+8,3 \leq i \leq +30,3$, iar în cazul în care $Z_b=Z_{g2}+1$ și $Z_c=Z_{g2}-1$ transmisia 2K-H asigură rapoartele de transmitere $-7,3 \leq i \leq -29,3$ [65, 74].

4.2. Clasificarea transmisiilor planetare precesionale de tip 2K-H

În cadrul acestui subcapitol vom analiza două tipuri de bază de angrenare a transmisiilor precesionale și în toate cazurile vom considera transmisia de tipul 2K-H:

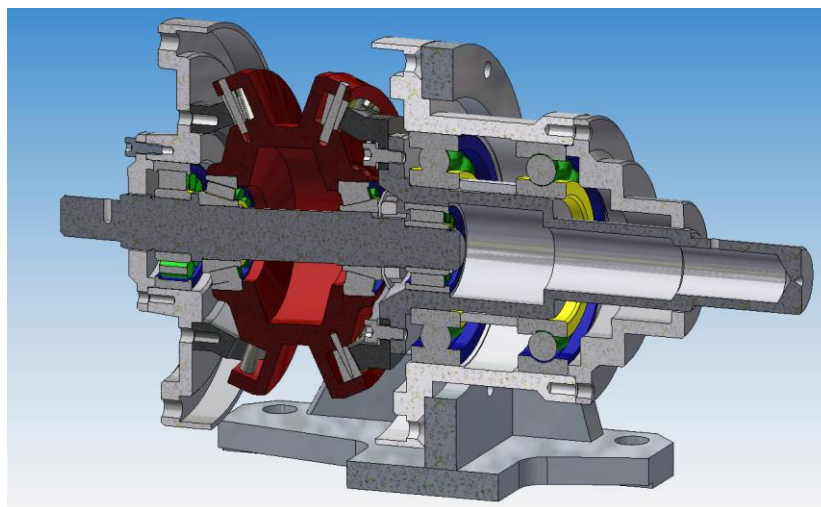


Fig. 4.2. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A_{CX-CV}^B ($Z_1 = 26, Z_2 = 27, Z_3 = 22, Z_4 = 21$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$).

Secțiune

Transmisia cu angrenaj de tipul bușă-axă-dinte. Tipul A^B_{CX-CV} (figura 4.2) [72, 73].

Avantajele acestui tip de transmisie:

1. Capacitatea de a transmite cupluri mari.
2. Pierderi reduse de frecare datorită rotirii axiale a axei.

Dezavantajele acestui tip de transmisie:

1. Imposibilitatea fabricării acestui tip de transmisie cu valori mici ale diametrului satelitului.
2. Complexitatea și costurile de fabricație înalte, număr mare de bușe și axe, prelucrarea găurilor de așezare, instalarea și asamblarea ulterioară sunt dificile.

Transmisia cu angrenare de tipul dinte-dinte. Tipul A^D_{CX-CV} (figura 3.3) [72, 73].

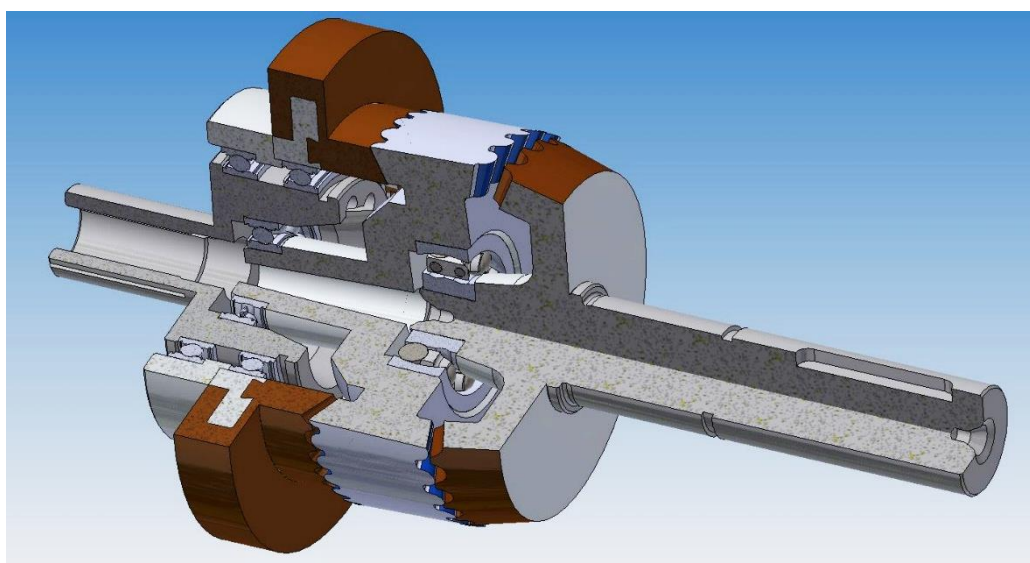


Fig. 4.3. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Secțiune [71]

Avantajele acestui tip de transmisie:

1. Construcție relativ simplă, angrenarea este directă.
2. Posibilitatea de a fabrica sateliți cu diametrul mic. Greutate și dimensiuni reduse.

Dezavantajele acestui tip de transmisie:

1. Coeficient de eficiență scăzut din cauza frecării directe dintre dinți.
2. Imposibilitatea de a transmite cupluri mari. Pierderile prin frecare sunt prea mari.

4.3. Calculul detaliat și rezultatele simulării numerice a construcției optime a roții-satelit ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^B_{CX-CV}

Pentru un calcul specific, am considerat forma optimă a roții-satelit din toate opțiunile examinate mai sus. În continuare, în tabelele 4.1, 4.3 sunt incluse proprietățile fizice ale materialului din care sunt fabricate roțile-satelit. De asemenea, în tabelul 4.2 sunt date dimensiunile și formele elementelor finite.

ANALITICA

Tabelul 4.1. Proprietățile fizice ale variantei constructive optimizate a roții-satelit cu angrenaj de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Mass	1.11187 kg
Area	105965 mm ²
Volume	141640 mm ³
Center of Gravity	x=0.857667 mm y=-0.00189578 mm z=0.000577324 mm

Tabelul 4.2. Setările parametrilor elementelor finite ale variantei constructive optimizate a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul 4.3. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor roții-satelit, varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa
Part Name(s)	Satelit Axul pentru role 26 dinți.ipt Axul pentru role.ipt Rola 27 dinți.ipt Rola 22 dinți.ipt	

Suprafețele de fixare (figura 4.6, 4.7)

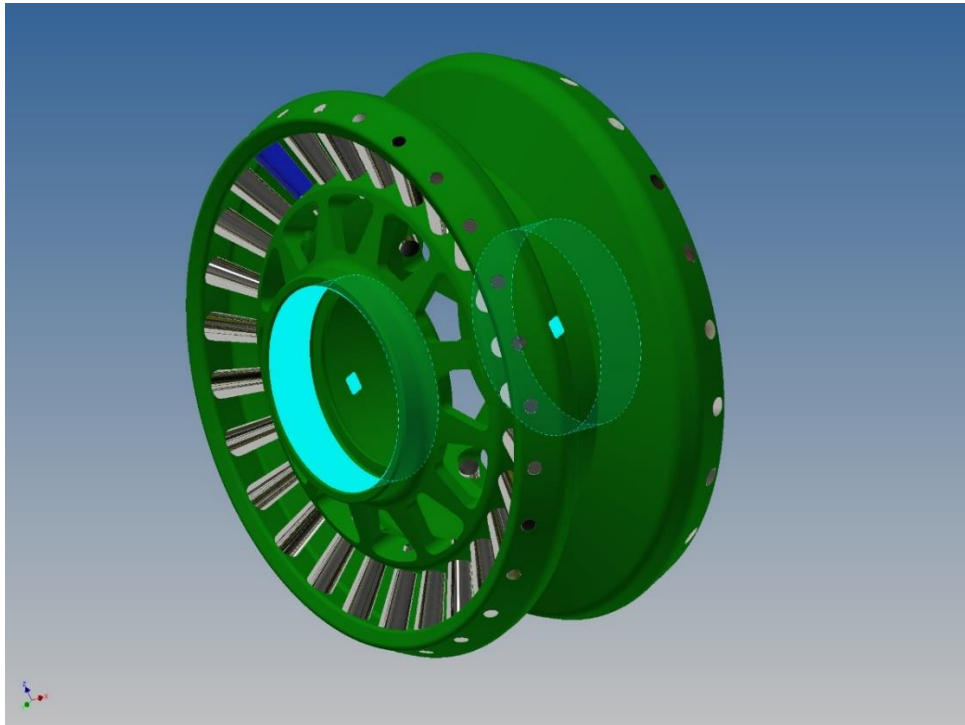


Fig. 4.4. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Suprafețele de fixare

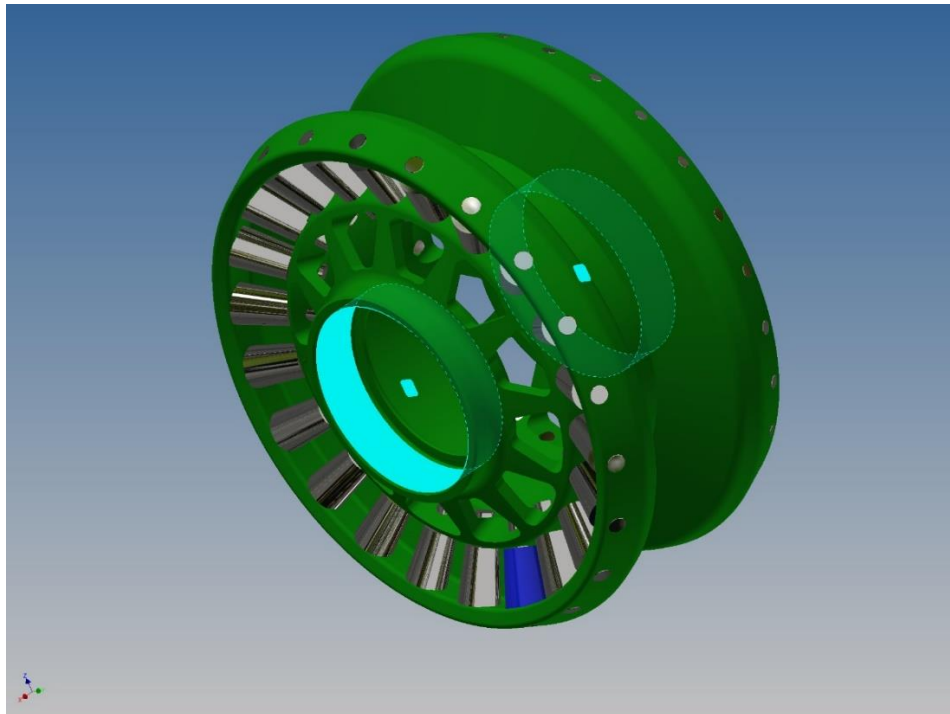


Fig. 4.5. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Suprafețele de fixare

Rezultatele simulării numerice a variantei optimizate a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} sunt încadrate în tabelele 4.4, 4.5.

Tabelul 4.4. Forțele și momentele aplicate asupra roții-satelit în varianta constructivă optimizată cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:2	1754.13 N	-404.447 N	140.08 N m	138.63 N m
		518.513 N		-17.0743 N m
		1626.2 N		10.6032 N m
Pin Constraint:1	5093.15 N	-963.995 N	54.4142 N m	0 N m
		-2924.14 N		-46.7361 N m
		-4057.13 N		-27.8684 N m

Tabelul 4.5. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale roții-satelit în varianta constructivă optimizată cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	141658 mm ³	
Mass	1.11202 kg	
Von Mises Stress	0.00531083 MPa	120.217 MPa
1st Principal Stress	-24.3213 MPa	128.751 MPa
3rd Principal Stress	-112.992 MPa	15.7261 MPa
Displacement	0 mm	0.016206 mm
Safety Factor	2.29419 ul	15 ul
Stress XX	-47.1179 MPa	48.6124 MPa
Stress XY	-43.3763 MPa	34.1724 MPa
Stress XZ	-31.4008 MPa	47.0336 MPa
Stress YY	-96.5776 MPa	71.1203 MPa
Stress YZ	-51.3089 MPa	40.3904 MPa
Stress ZZ	-73.127 MPa	80.2466 MPa
X Displacement	-0.00132388 mm	0.00927208 mm
Y Displacement	-0.00455425 mm	0.0129575 mm
Z Displacement	-0.00381409 mm	0.0132481 mm
Equivalent Strain	0.0000000250333 ul	0.000534334 ul
1st Principal Strain	-0.00000178718 ul	0.000599532 ul
3rd Principal Strain	-0.000505153 ul	0.00000142773 ul
Strain XX	-0.000210379 ul	0.000131262 ul
Strain XY	-0.000279126 ul	0.0002199 ul
Strain XZ	-0.000202064 ul	0.000302661 ul
Strain YY	-0.000407865 ul	0.000267723 ul
Strain YZ	-0.000330173 ul	0.000259913 ul
Strain ZZ	-0.000273194 ul	0.000370154 ul
Contact Pressure	0 MPa	1272.1 MPa
Contact Pressure X	-297.155 MPa	200.537 MPa
Contact Pressure Y	-1015.69 MPa	658.842 MPa
Contact Pressure Z	-695.166 MPa	735.64 MPa

Tensiunea după Von Mises (figura 4.6, figura 4.7).

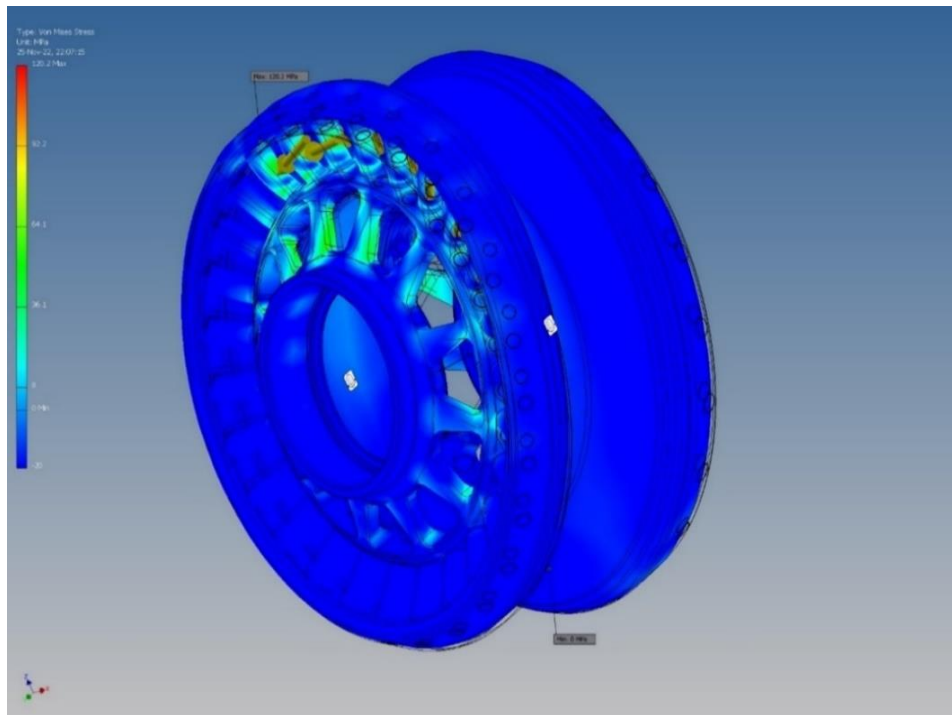


Fig. 4.6. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa

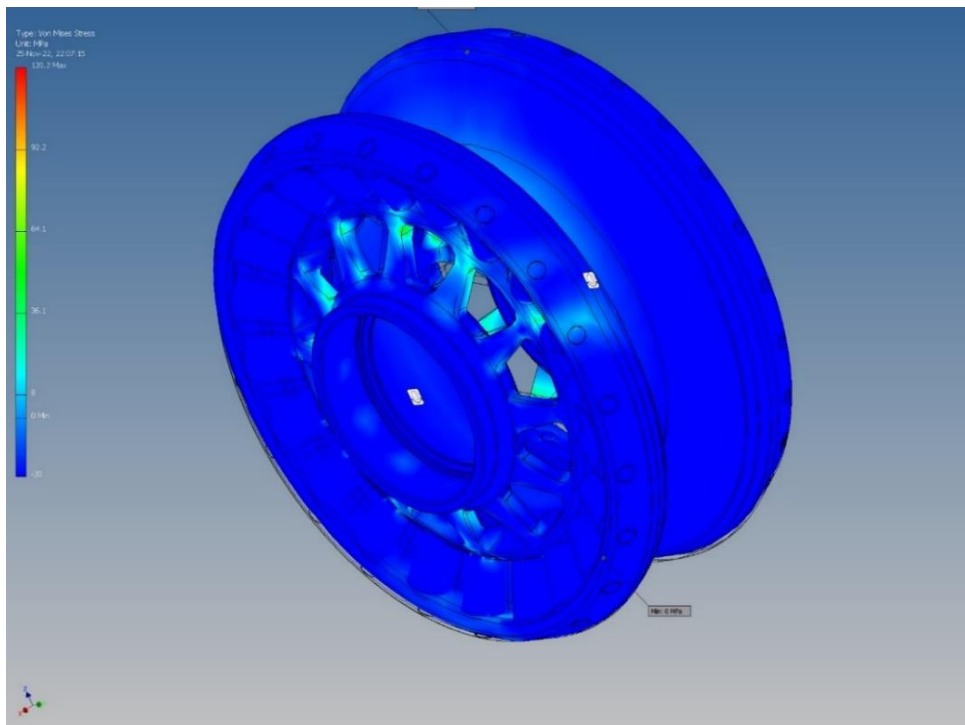


Fig. 4.7. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa

Prima tensiune de bază (figura 4.8).

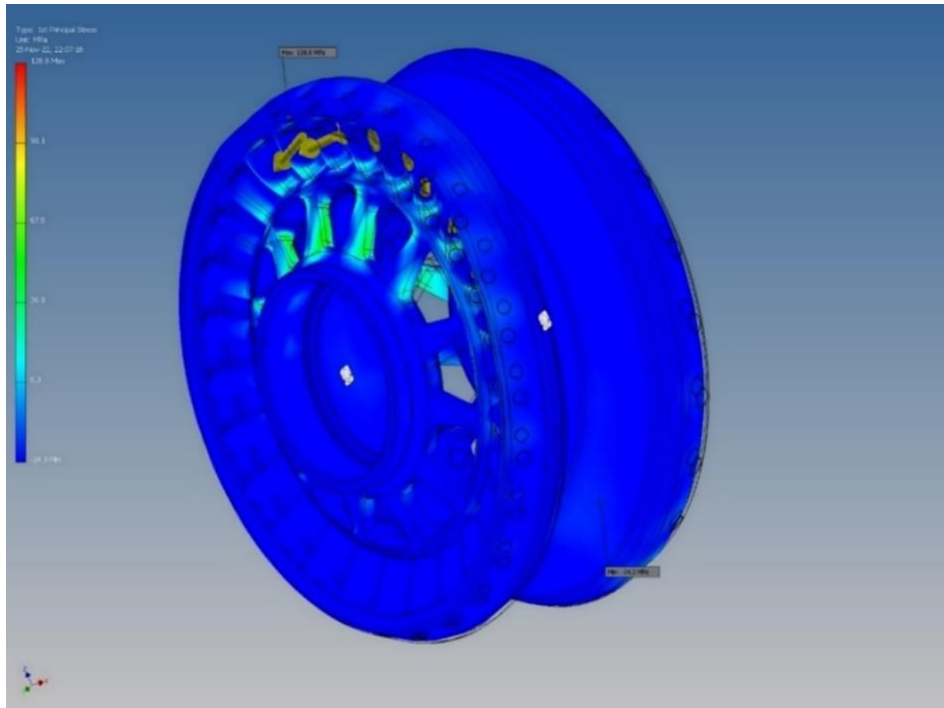


Fig. 4.8. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Prima tensiune de bază, MPa

A treia tensiune de bază (figura 4.9).

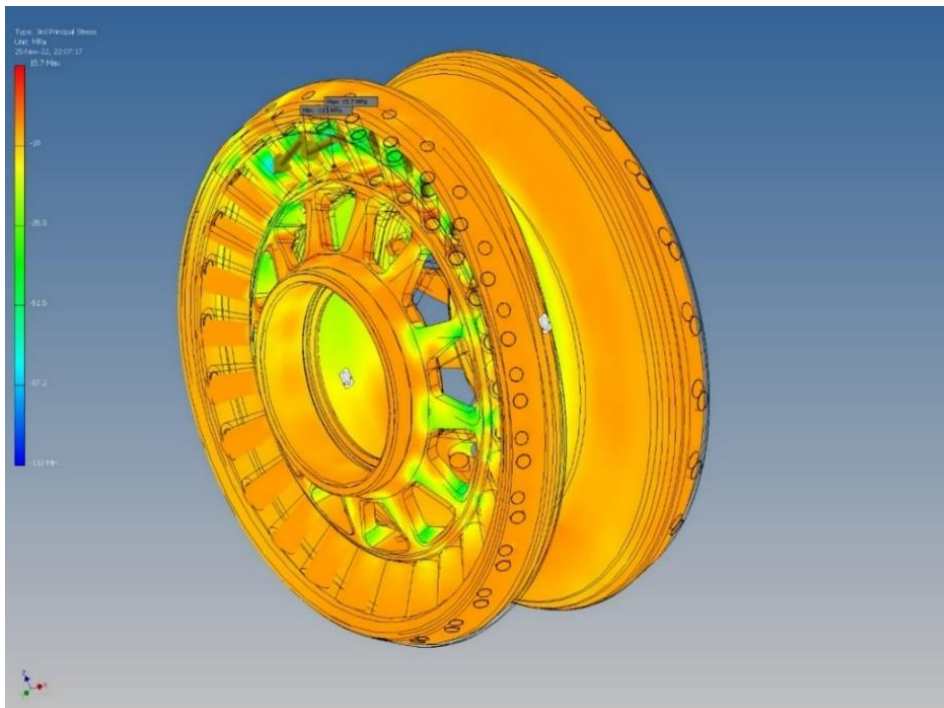


Fig. 4.9. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

A treia tensiune de bază, MPa

Deformarea (figura 4.10).

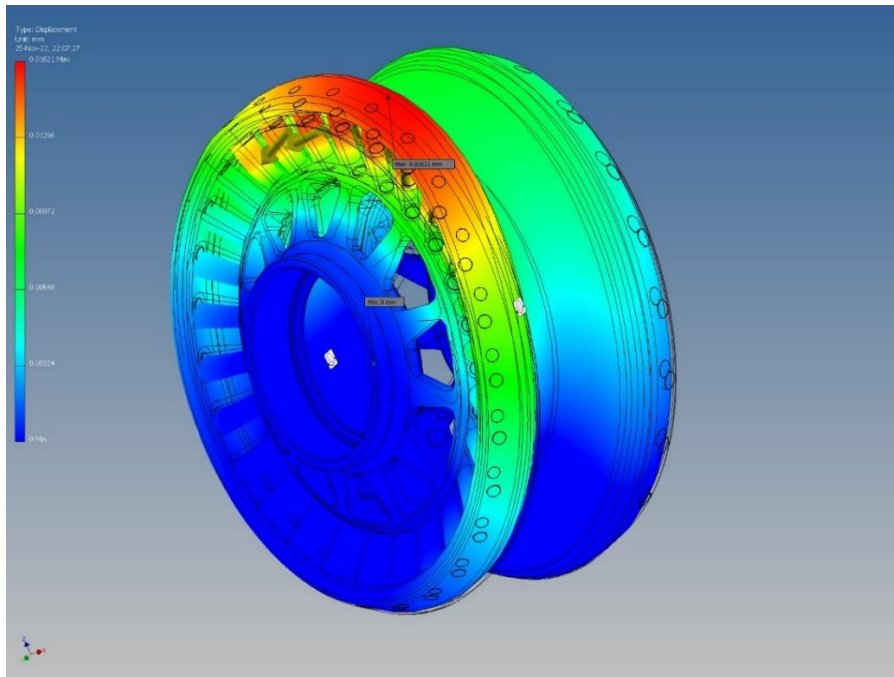


Fig. 4.10. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea, mm

Coeficientul de siguranță (figura 4.11).

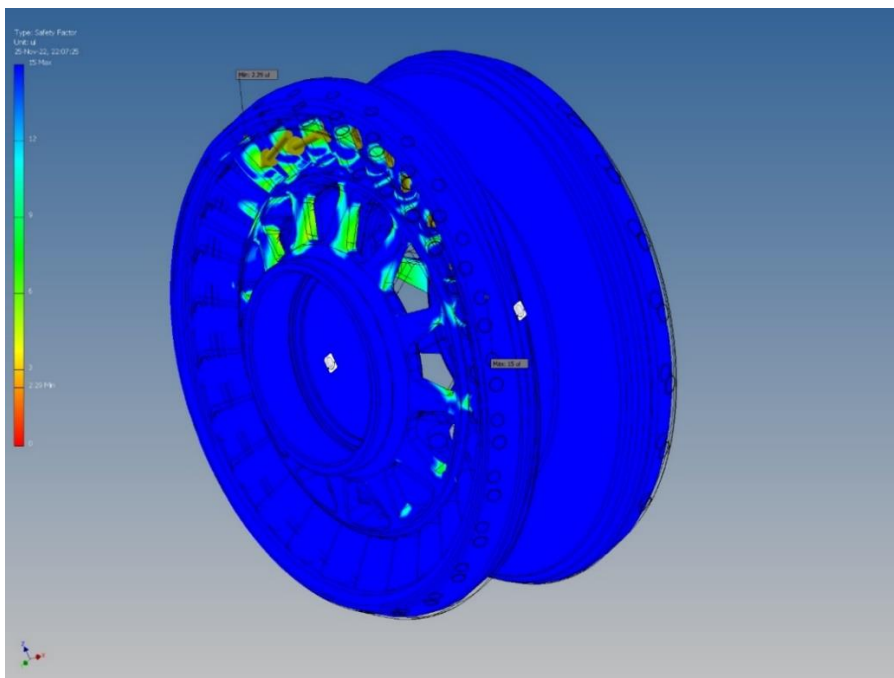


Fig. 4.11. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Coeficientul de siguranță

Ținând cont de toate elementele constructive ale roții-satelit, numărul total de elemente finite ajunge la aproximativ 200000 de unități. Dispunerea și dimensiunile acestor elemente sunt reprezentate în figura 4.12. Observăm că elemente mai mici se află în role, axe și șaibă, iar elemente mai mari – în centrul piesei.

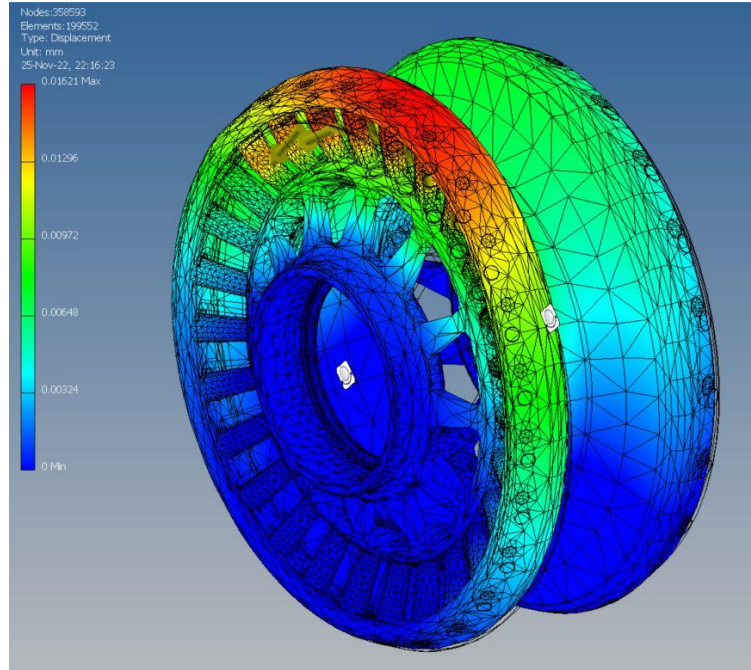


Fig. 4.12. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Rețeaua elementelor finite

Tensiunile în planul XX (figura 4.13).

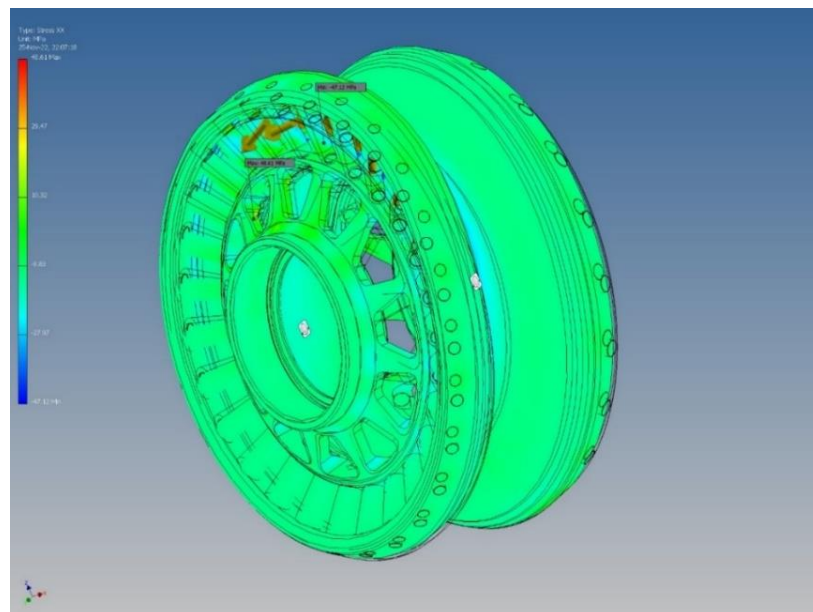


Fig. 4.13. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile în planul XX, MPa

Tensiunile în planul XY (figura 4.14).

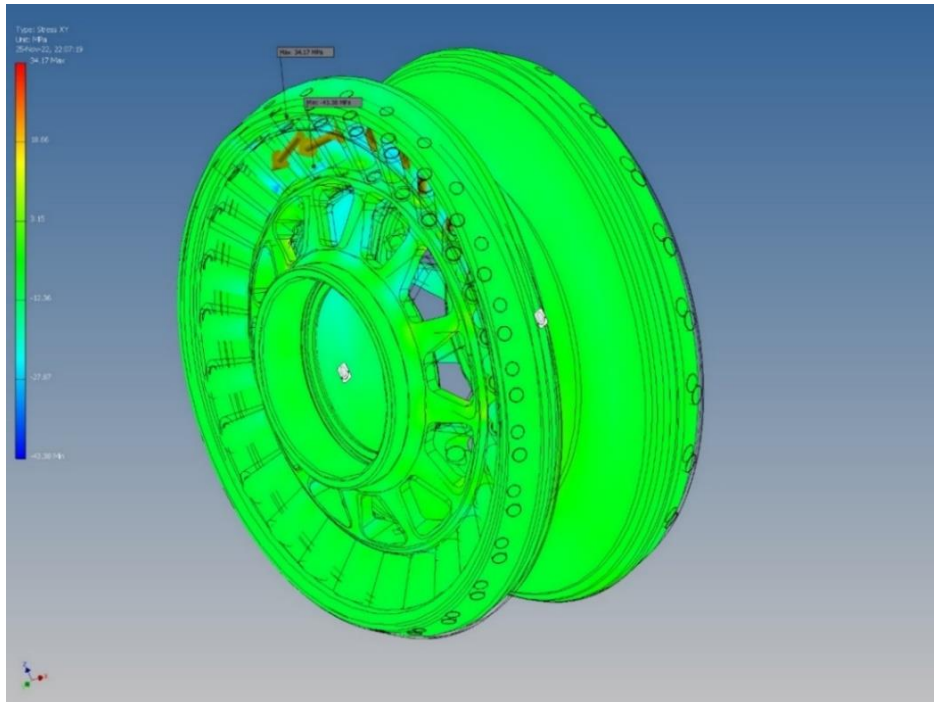


Fig. 4.14. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile în planul XY, MPa

Tensiunile în planul XZ (figura 4.15).

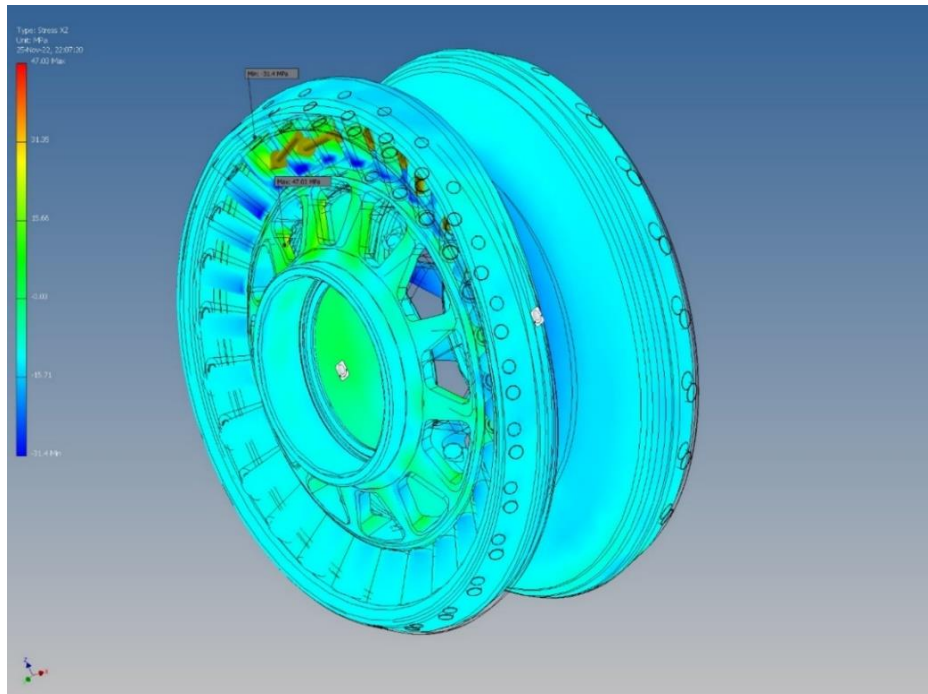


Fig. 4.15. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile în planul XZ, MPa

Tensiunile pe axa YY (figura 4.16).

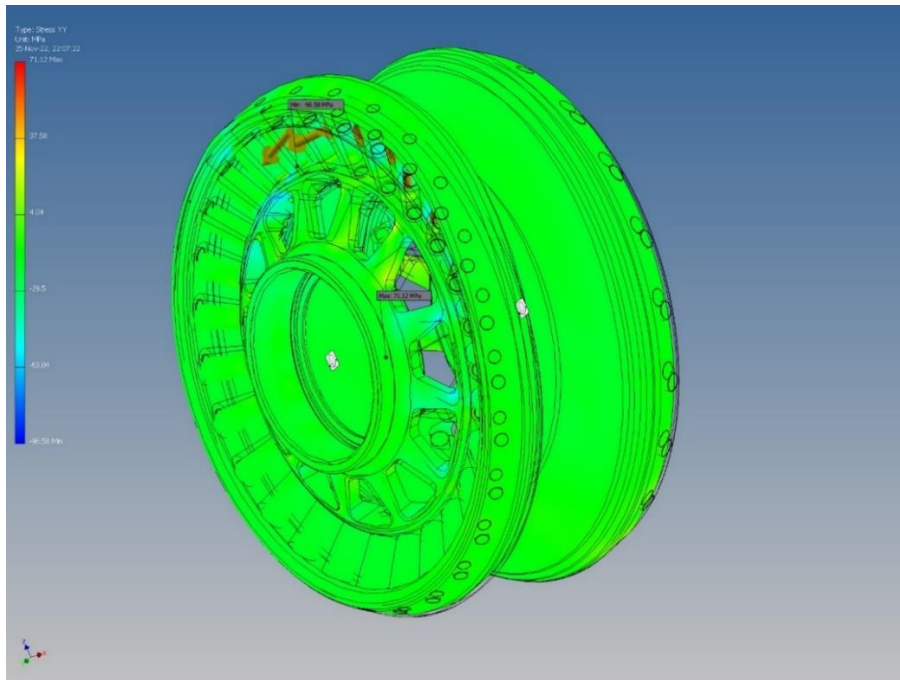


Fig. 4.16. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile pe axa YY, MPa

Tensiunile pe axa YZ (figura 4.17).

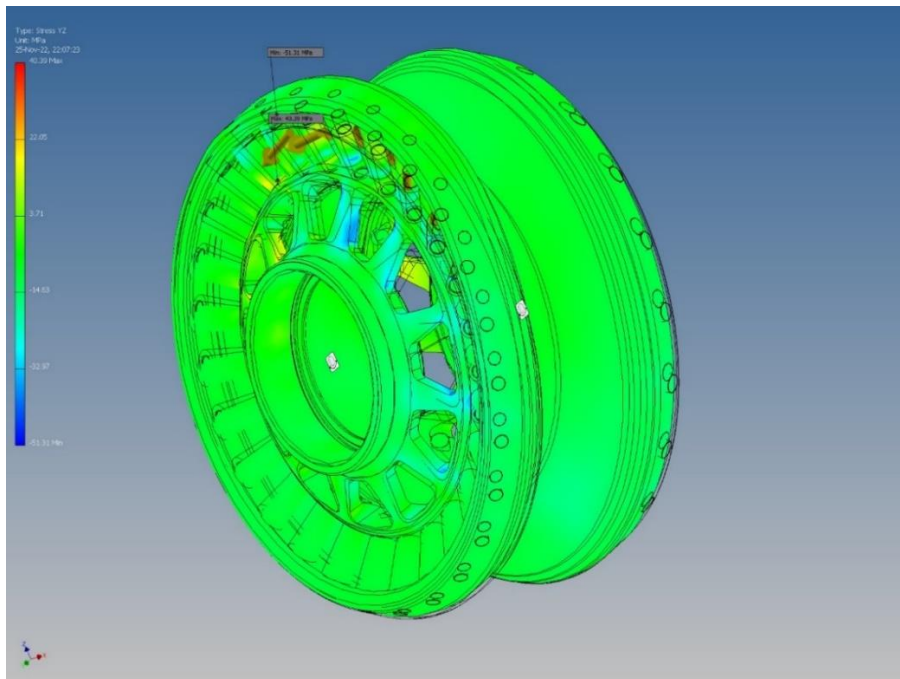


Fig. 4.17. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile pe axa YZ, MPa

Tensiunile în planul ZZ (figura 4.18).

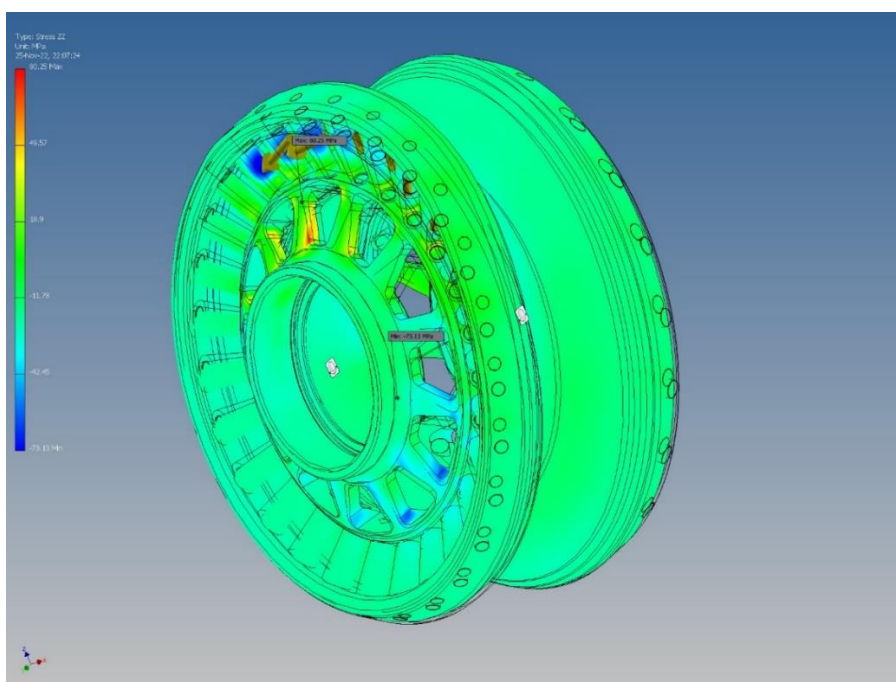


Fig. 4.18. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunile în planul ZZ, MPa

Deformația pe axa X (figura 4.19).

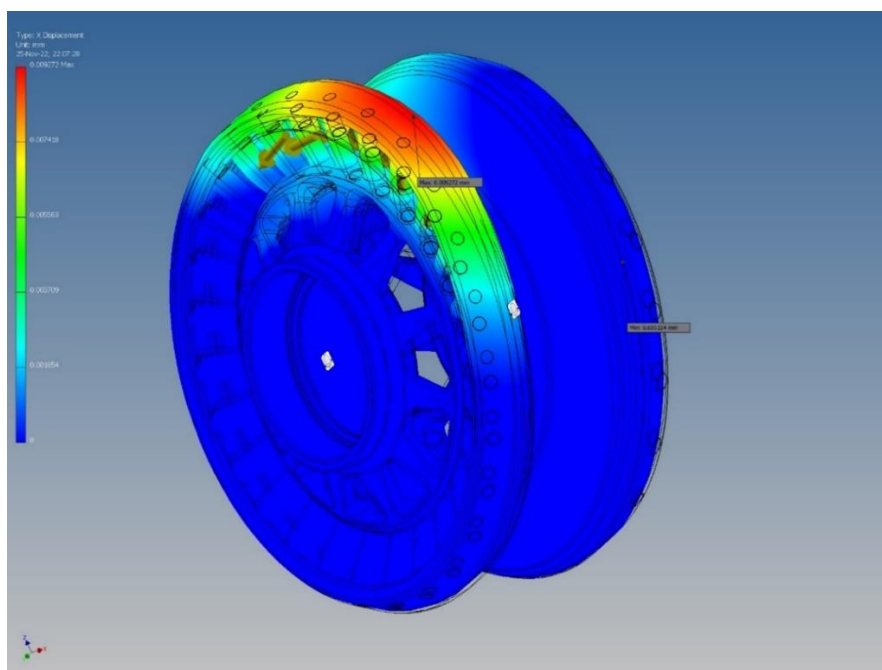


Fig. 4.19. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformația pe axa X, mm

Deformația pe axa Y (figura 4.20).

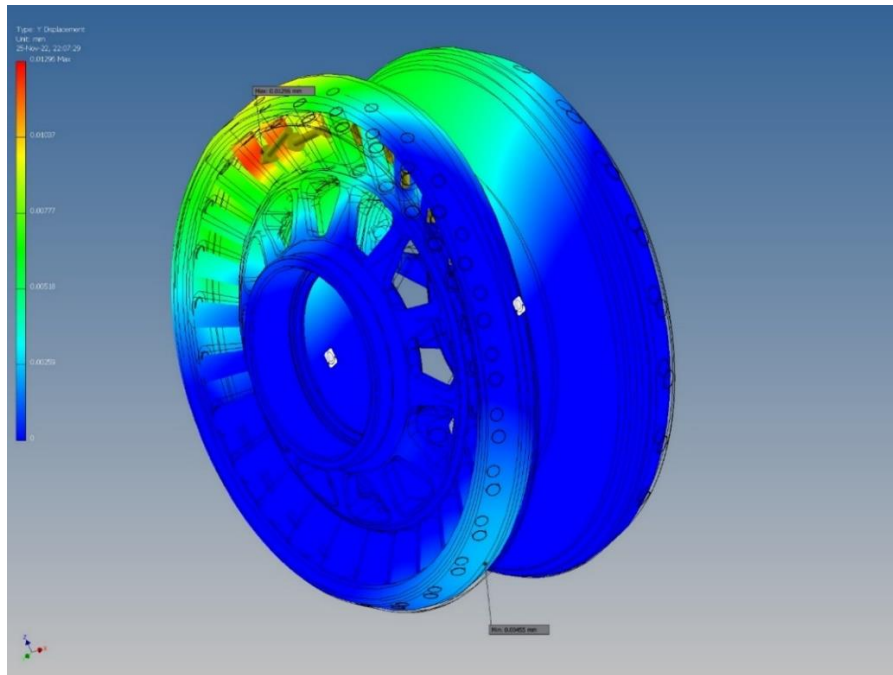


Fig. 4.20. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformația pe axa Y, mm

Deformația pe axa Z (figura 4.21).

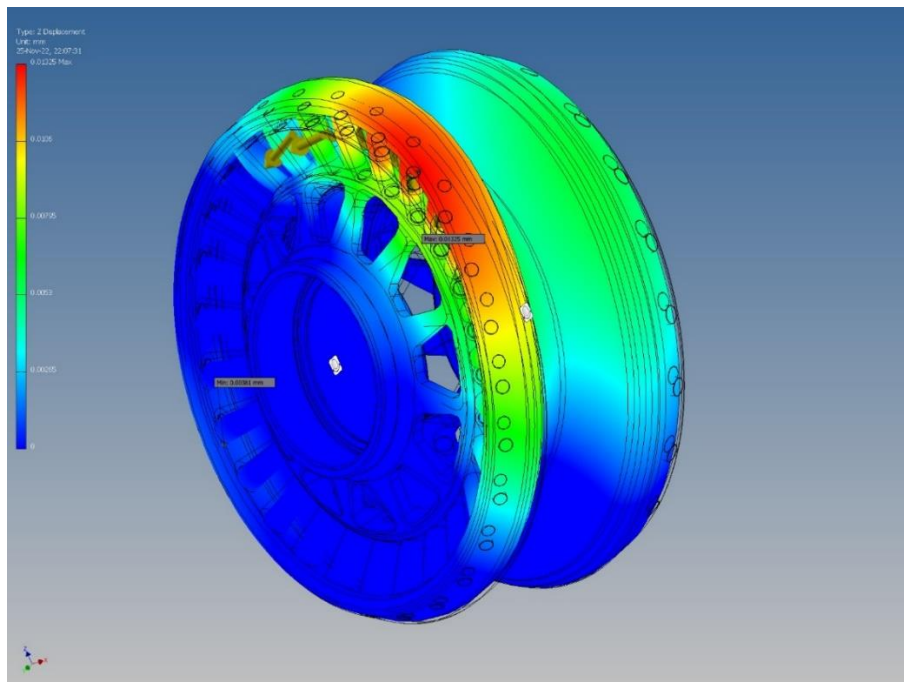


Fig. 4.21. Varianta constructivă optimizată a roții-satelit cu angrenare de tipul A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

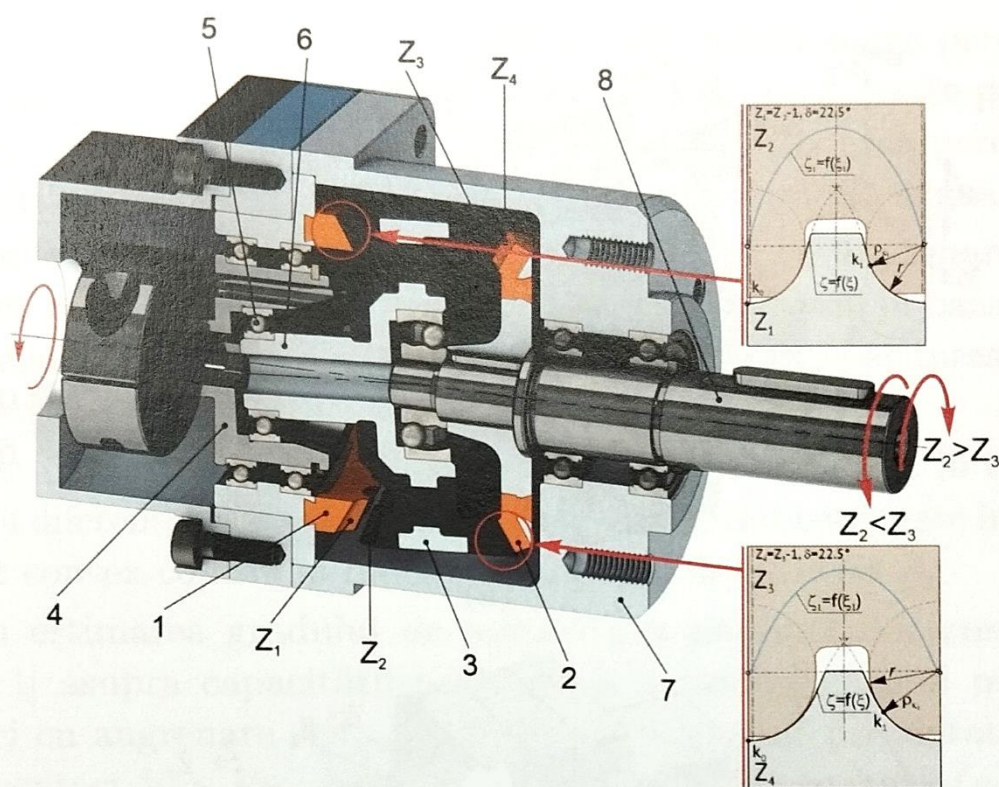
Deformația pe axa Z, mm

4.4. Calculul sarcinilor-limită care acționează într-un angrenaj cu transmisie precesională de tip $A^{D_{CX-CV}}$

Cercetările privind argumentarea preciziei de execuție a componentelor nodului de transformare a mișcării rotative a arborelui motor în mișcare sfero-spațială cu un punct fix al roții-satelit s-au efectuat în baza programului “Tolerance Analysis” - analiza lanțurilor dimensionale cu aplicarea calculului numeric.

Cercetările respective în ansamblul lor constau în validarea concluziilor constatărilor și soluțiilor constructiv-funcționale aplicate privind îmbunătățirea caracteristicilor funcționale ale transmisiei precesionale și reprezintă o contribuție esențială la dezvoltarea în continuare a transmisiilor precesionale cu angrenări dințate $A^{D_{CX-CV}}$.

În lucrarea *Transmisii precesionale: geometria, cinematica și portanța contactului* [71], autorul Ion Bostan expune particularitățile constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări $A^{D_{CX-CV}}$ și cu roata-satelit semimanivelă (figura 4.22) [71]



Particularitățile funcțional-constructive ale roții-satelit semimanivelă (conform revendicării 4): Roata-satelit 3 este montată flotant între roțile centrale fixă 1 și mobilă 2 pe sprijinul sferic 7 amplasat simetric în centrul de precesie a angrenărilor $A^{D_{CX-CV}}$ și este executată cu semiaxul 6 cu capătul cuplat prin intermediul sprijinului 5 sub unghiul de nutație θ la arborele manivelă 4.

Fig. 4.22. Particularitățile constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări $A^{D_{CX-CV}}$ [71]

Pentru transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor (conducător) în mișcare sfero-spațială cu un punct fix al roții-satelit 3, aceasta este dotată cu un semiax 6 pe extremitatea căruia

este montat un rulment instalat în locașul dezaxat sub unghiul de nutație Θ executat în flanșa arborelui-manivelă 4. Arborele-manivelă 4 este montat în rulmenții 11 coaxiali cu roțile centrale 1 și 2 și rulmentul sferic 9 [71].

Astfel, prin particularitățile constructiv-funcționale menționate se realizează transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor în mișcare sfero-spațială a roții-satelit. În transmisia precesională cu coraportul numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$ și $Z_4 = Z_3 - 1$, raportul de transmitere $i = -164$, unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} > 0^\circ$ și $\delta_{(3-4)} > 0^\circ$, iar arborii condus și conducător se rotesc în contrasens, în cazul care $Z_2 > Z_3$, și în unisens, în cazul în care $Z_2 < Z_3$ (figura 4.22) [71].

În figura 4.23 (a), (b) și (c) este reprezentată evoluția conjugării dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) în angrenările A^D_{CX-CV} cu corapoartele numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, în funcție de unghiul de precesie ψ [71].

În scopul diminuării alunecării cu frecare între flancuri, în transmisia precesională cu angrenare A^D_{CX-CV} dinții sunt modificați prin scurtarea înălțimii lor, astfel încât să se păstreze în angrenarea simultană până la i perechi de dinți cu contactele $k_0 \dots k_i$ aflate pe partea activă a zonei de angrenare [71].

Așadar, în cazul în care se proiectează o angrenare cu i perechi de dinți angrenați în transmiterea sarcinii prin contactele $k_0 \dots k_i$, în zona angrenării se vor afla i perechi de dinți, dintre care jumătate din perechi sunt pasive (nu transmit sarcina). În acest caz, la rotirea arborelui conducător cu unghiul $\psi = 360 \cdot Z_2 / Z_1^2$, perechile de dinți i aflate în zona angrenării se vor roti la un unghi cuprins între doi dinți vecini, iar fiecare pereche de dinți va trece prin faza de angrenare a perechii de dinți premergătoare [71].

În figura 4.23 (a) este reprezentată poziționarea perechilor de dinți simultan conjugați în angrenările A^D_{CX-CV} , în cazul în care unghiul de precesie $\psi = 0^\circ$ [71].

La rotirea arborelui-manivelă cu unghiul $\psi = 45^\circ$, poziționarea perechilor de dinți simultan conjugați în angrenările dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) este reprezentată în figura 4.23 (b), iar până la unghiul $\psi = 225^\circ$, poziționarea perechilor de dinți simultan conjugați în angrenările dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) este reprezentată în figura 4.23 (c) [71].

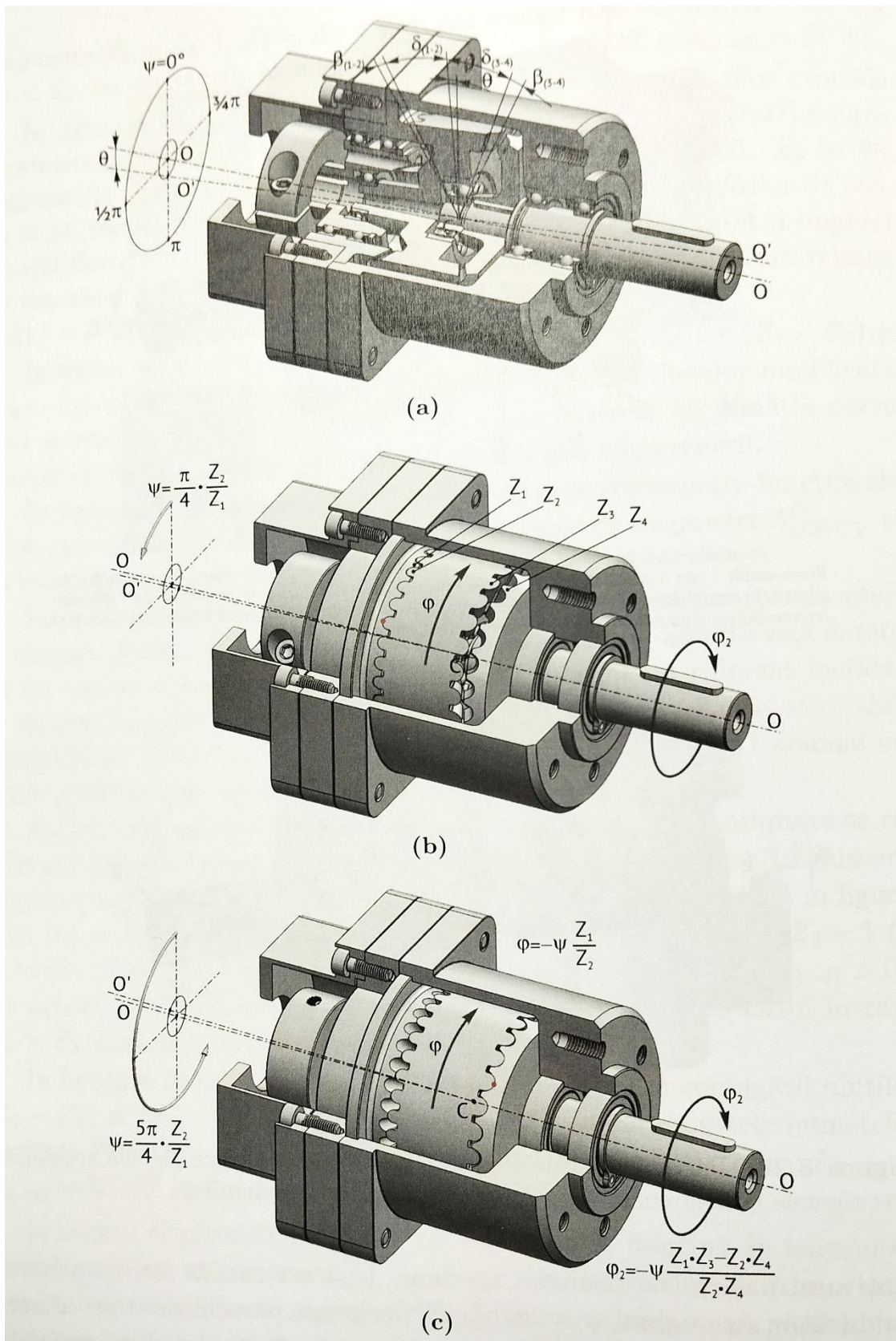


Fig. 4.23. Conjugarea dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$) în angrenările A^D_{cx-cv} cu corapoartele numerelor de dinți $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, în funcție de unghiul de precesie ψ : poziționarea unghiulară a arborelui conducător $\psi = 0^\circ$ (a); $\psi = 45^\circ$ (b) și $\psi = 225^\circ$ (c) [71]

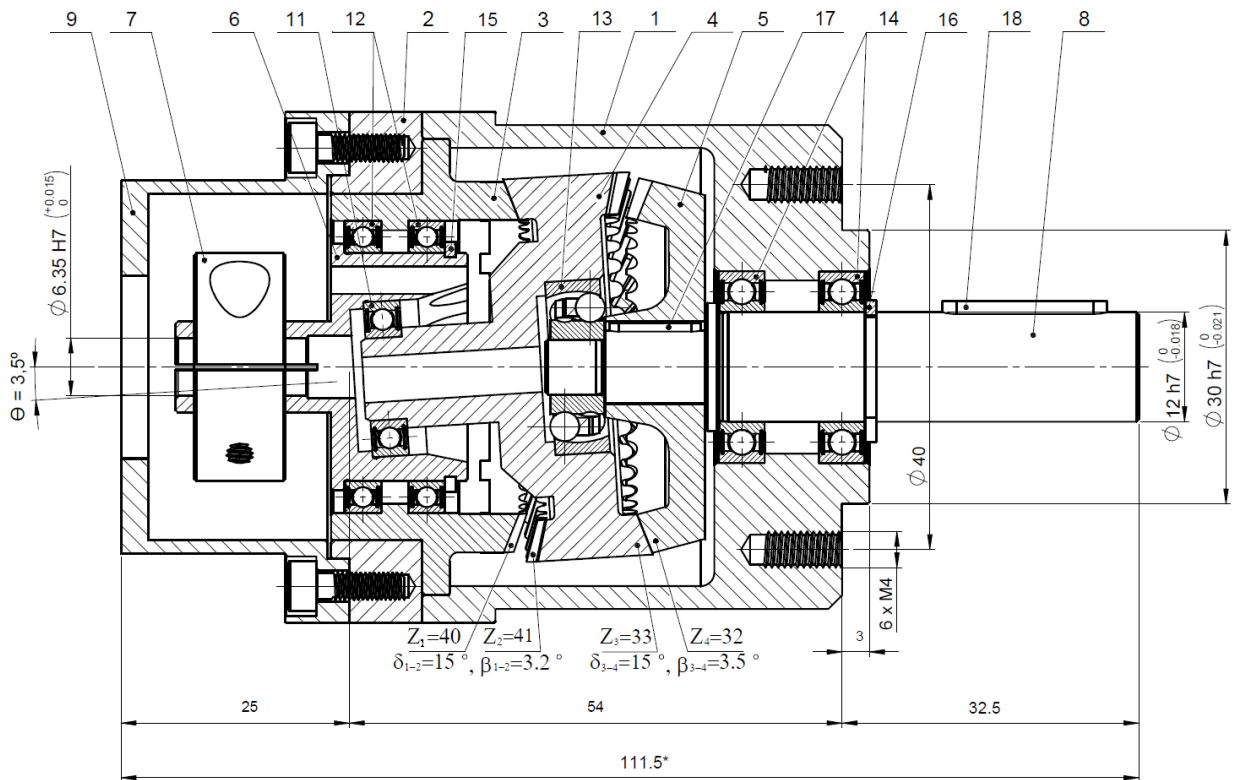


Fig. 4.24. Transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) [71]

În figura 4.24 este reprezentat desenul de ansamblu al transmisiei precesionale: 1 - carcasă; 2 - capac; 3 - roată fixă; 4 – roată-satelit; 5 - roată condusă; 6 - arbore; 7 - element de prindere; 8 - arbore condus; 9 - capac de montare; 11 - rulment 618/9-2Z; 12 - rulment 61705 2Z; 13 - rulment 126 TN9; 14 - rulment 61801 2Z; 15 - inel AE25 NBS; 16 - inel A12; 17 - pana 2x2x10; 18 - pana 3x3x18.

Această configurație a transmisiei are un raport de transmisie de $i = 164$. Diametrul roții-satelit $d_m = 42$ mm. Materialul – Oțel 40 H (ISO 4140 Normal) HRC = 40. În baza acestor date și ținând cont de faptul că simultan în angrenaj se află câte 4 dinți pe fiecare parte a roții-satelit, putem efectua un calcul teoretic al momentului de torsiune maxim admisibil T_{4max} pentru acest angrenaj. Momentul de torsiune maxim va fi calculat cu ajutorul formulei [71]:

$$T_{4max} = d_m^3 * (\sigma'_{hp})^2 * \cos \alpha_\omega * \varphi_{bd} * Z_\varepsilon * tg \beta_3 \rho_4 / 53,3^3 * (\rho_4 - r_3) * K_{hp} * K_{h\beta} * K_{hv} \quad (4.2)$$

În conformitate cu rezultatele calculelor teoretice, se obține $T_{4max} = 25,619$ Nm. În baza acestei valori am stabilit momentul de torsiune de funcționare recomandat pentru acest satelit $T_4 = 15$ Nm.

Se calculează momentul de torsiune maxim pe arborele de intrare T_1 prin formula [71]:

$$T_1 = T_{4max}/i * \eta \quad (4.3)$$

unde:

T_1 – momentul de torsiune al arborelui de intrare;

T_{4max} – momentul de torsiune maxim calculat;

i – raportul de transmitere al reductorului = - 164;

η – randamentul = 0,8 [71].

Valoarea T_1 rezultată va fi necesară pentru a selectarea numărul de dinți ai transmisiei precesionale. În cazul acesta, $T_1 = 0,195$ Nm.

De asemenea, trebuie să se țină cont de faptul că sarcina pe dinți în angrenarea simultană nu este uniformă (figura 4.25) [70, 71, 81]. Așadar, am determinat următoarea distribuție a sarcinii pentru cele patru perechi de dinți în angrenare simultană: $K_0 - 0\%$, $K_1 - 10\%$, $K_2 - 35\%$, $K_3 - 30\%$, $K_4 - 25\%$.

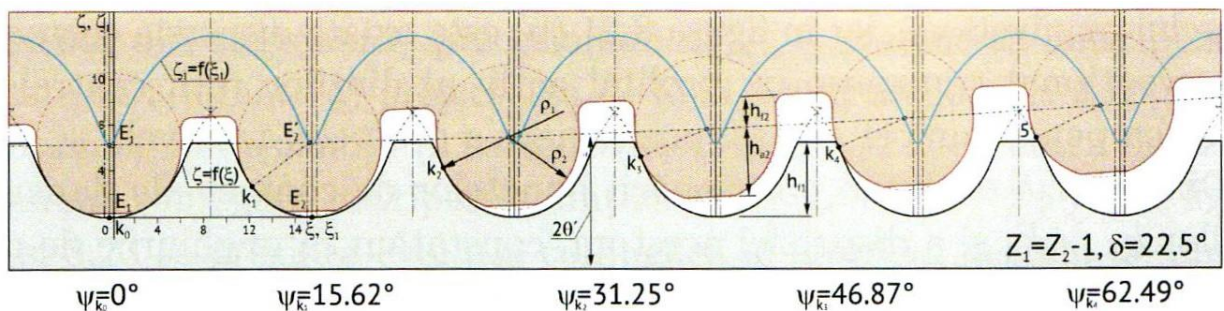


Fig. 4.25. Contactul multipar al dinților conjugați simultan în angrenarea de tip A^D_{CX-CV}

Datele obținute vor fi suficiente pentru a efectua simulări numerice și calcule ale acestui tip de transmisie precesională. Dar pentru a efectua calculele, avem nevoie de un model 3D foarte precis al acestui reductor (figura 4.26).

4.5. Simularea numerică a tensiunilor în angrenajul transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} . Identificarea celor mai solicitate elemente ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV}

În cadrul metodelor moderne de calculare a sarcinilor maxime admisibile în transmisia precesională se efectuează din ce în ce mai mult simulările numerice pe calculator [106]. În lucrarea de față am calculat momentele de torsiune/încărcările maxime în transmisia și angrenarea precesională convex-concavă multiplă în aceasta [66]. Calculul teoretic al cuplului maxim admisibil cu transmisie multipară se efectuează cu ajutorul formulelor de calcul expuse în paragraful precedent. Satelitul are 4 perechi de dinți pe o parte și 4 perechi pe partea opusă. Forțele din cadrul lor sunt echilibrate. Modelarea se va realiza în baza unui modul special pentru calculul și analiza structurilor complexe, utilizând modulul integrat Stress Analysis (softul Autodesk Inventor Professional 2022) [79]. În acest modul se utilizează un calcul cu elemente finite bazat pe programul ANSYS. În continuare, vom compara rezultatele celor două calcule și vom analiza distribuția sarcinii în general asupra tuturor elementelor transmisiei [106]. În acest sens, vom lua în considerare locurile cele mai solicitate și, dacă este necesar, vom oferi variante de soluționare. Modelul 3D al acestei transmisii este reprezentat în figura 4.26.

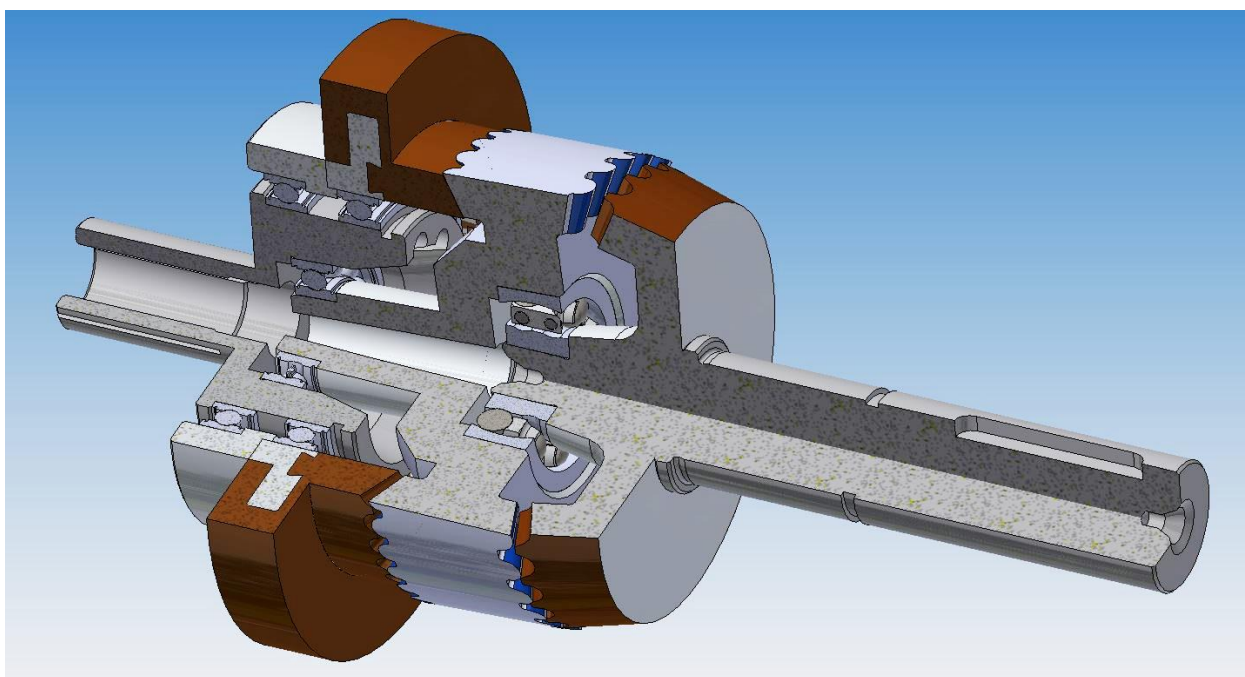


Fig. 4.26. Modelul 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

Toate elementele transmisiei au fost descrise în paragraful precedent. O caracteristică specială a acestei transmisii este utilizarea unui rulment cu autoașezare 126 TN9 (elementul 13 din figura 4.24). Acesta generează rotirea liberă a roții satelitului în raport cu axa arborilor de intrare și de ieșire. Acest rulment (figura 4.27) are o serie de avantaje față de rulmentul clasic, dar și sarcini de contact considerabil mai mari datorită specificului construcției sale. Și anume, pata mică de contact în timpul procesului de transmitere a sarcinilor de contact ridicate sunt cele care au condus la rezultate neașteptate ale simulărilor numerice ulterioare [116].



Fig. 4.27. Rulment cu auto-așezare 126 TN9

În continuare, vom introduce în simularea numerică toți parametrii calculului teoretic. În acest sens, vom folosi un modul special al softului Autodesk Inventor Professional care se numește Stress Analysis (figura 4.28). Principiul de funcționare al acestui soft este descris în sursa [79].

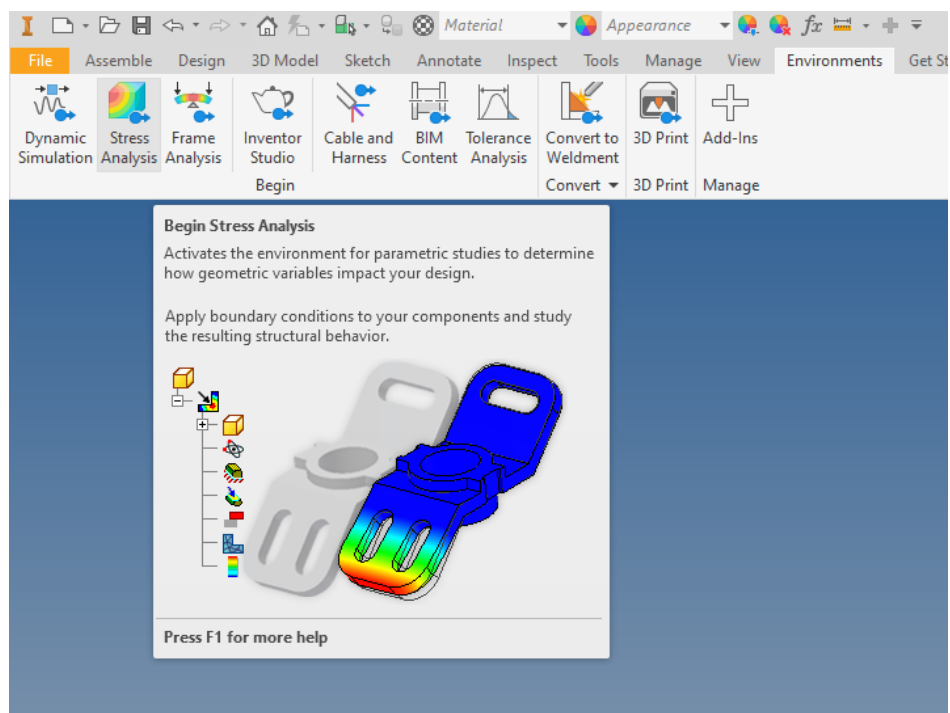


Fig. 4.28. Modul special al Autodesk Inventor Professional, "Stress Analysis"

În tabelele 4.6 și 4.8 sunt date proprietățile fizice și materialele componente ale transmisiei precesionale, iar în tabelul 4.7 – dimensiunile și formele elementelor finite

Tabelul 4.6. Proprietățile fizice ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} (Z₁ = 40, Z₂ = 41, Z₃ = 33, Z₄ = 32, δ₍₁₋₂₎ = δ₍₃₋₄₎ = 22,5°, β₍₁₋₂₎ = 3,2°, β₍₃₋₄₎ = 3,5°, θ = 3,5°, R_m = 19 mm)

Mass	0.428484 kg
Area	38692.7 mm ²
Volume	54524.6 mm ³
Center of Gravity	x=-4.2924 mm y=-0.066022 mm z=-0.0124399 mm

Tabelul 4.7. Setările parametrilor elementelor finite ale transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} (Z₁ = 40, Z₂ = 41, Z₃ = 33, Z₄ = 32, δ₍₁₋₂₎ = δ₍₃₋₄₎ = 22,5°, β₍₁₋₂₎ = 3,2°, β₍₃₋₄₎ = 3,5°, θ = 3,5°, R_m = 19 mm, i = - 164)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul 4.8. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roții centrale, roții-satelit) transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} (Z₁ = 40, Z₂ = 41, Z₃ = 33, Z₄ = 32, δ₍₁₋₂₎ = δ₍₃₋₄₎ = 22,5°, β₍₁₋₂₎ = 3,2°, β₍₃₋₄₎ = 3,5°, θ = 3,5°, R_m = 19 mm, i = - 164)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa
Part Name(s)	4. Satelit_OUT_Der.ipt 4. Satelit_IN_Der.ipt 6. Arborele manivelă.ipt 3. Roata dințată nemișcată_1.ipt 3. Roata dințată nemișcată.ipt	

Așadar, a fost stabilit momentul de torsiune maxim calculat (figura 4.29) T_{4max} = 25,619 Nm.

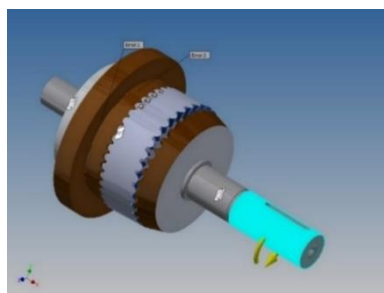


Fig. 4.29. Momentul de torsiune acceptat pentru transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} (Z₁ = 40, Z₂ = 41, Z₃ = 33, Z₄ = 32, δ₍₁₋₂₎ = δ₍₃₋₄₎ = 22,5°, β₍₁₋₂₎ = 3,2°, β₍₃₋₄₎ = 3,5°, θ = 3,5°, R_m = 19 mm, i = - 164)

Pentru a facilita calculele, presupunem că arborele de intrare este fixat și complet blocat. În acest fel, simulăm situația cea mai defavorabilă în care arborele de intrare este blocat, iar momentul de torsiune maxim admisibil este încă menținut pe partea opusă.

Tabelul 4.9. Rezultatele simulărilor numerice ale tensiunilor în transmisia precesională cu angrenare de tipul A^D_{cx-cv} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

Name	Minimum	Maximum
Volume	54527.7 mm ³	
Mass	0.428509 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	808.893 MPa
1st Principal Stress	-494.719 MPa	1295.19 MPa
3rd Principal Stress	-1352.97 MPa	459.084 MPa
Displacement	0 mm	0.0484318 mm
Safety Factor	0.309064 ul	15 ul
Stress XX	-575.098 MPa	499.887 MPa
Stress XY	-225.252 MPa	194.166 MPa
Stress XZ	-325.267 MPa	213.684 MPa
Stress YY	-769.663 MPa	716.22 MPa
Stress YZ	-354.441 MPa	335.462 MPa
Stress ZZ	-1107.61 MPa	1081.16 MPa
X Displacement	-0.0108877 mm	0.0108366 mm
Y Displacement	-0.0470168 mm	0.0471736 mm
Z Displacement	-0.0484301 mm	0.0456595 mm
Equivalent Strain	0 ul	0.00435139 ul
1st Principal Strain	-0.000110163 ul	0.00518007 ul
3rd Principal Strain	-0.00530129 ul	0.000116995 ul
Strain XX	-0.00187228 ul	0.00174562 ul
Strain XY	-0.0014495 ul	0.00130785 ul
Strain XZ	-0.00219092 ul	0.00143932 ul
Strain YY	-0.00235469 ul	0.00211752 ul
Strain YZ	-0.00238742 ul	0.00225959 ul
Strain ZZ	-0.00411114 ul	0.00378272 ul
Contact Pressure	0 MPa	738.247 MPa
Contact Pressure X	-337.335 MPa	442.505 MPa
Contact Pressure Y	-376.816 MPa	472.25 MPa
Contact Pressure Z	-525.104 MPa	606.068 MPa

În continuare, vom reprezenta figuri și valori în executare grafică.

Vom examina următoarele rezultate critice ale simulației numerice:

1. Tensiunea după Von Mises (figura 4.30)
2. 1-a tensiune de bază (figura 4.31)
3. A 3-ea tensiune de bază (figura 4.32)
4. Deformarea (figura 4.33)
5. Coeficientul de siguranță (figura 4.34)
6. Tensiunea de contact (figura 4.35)

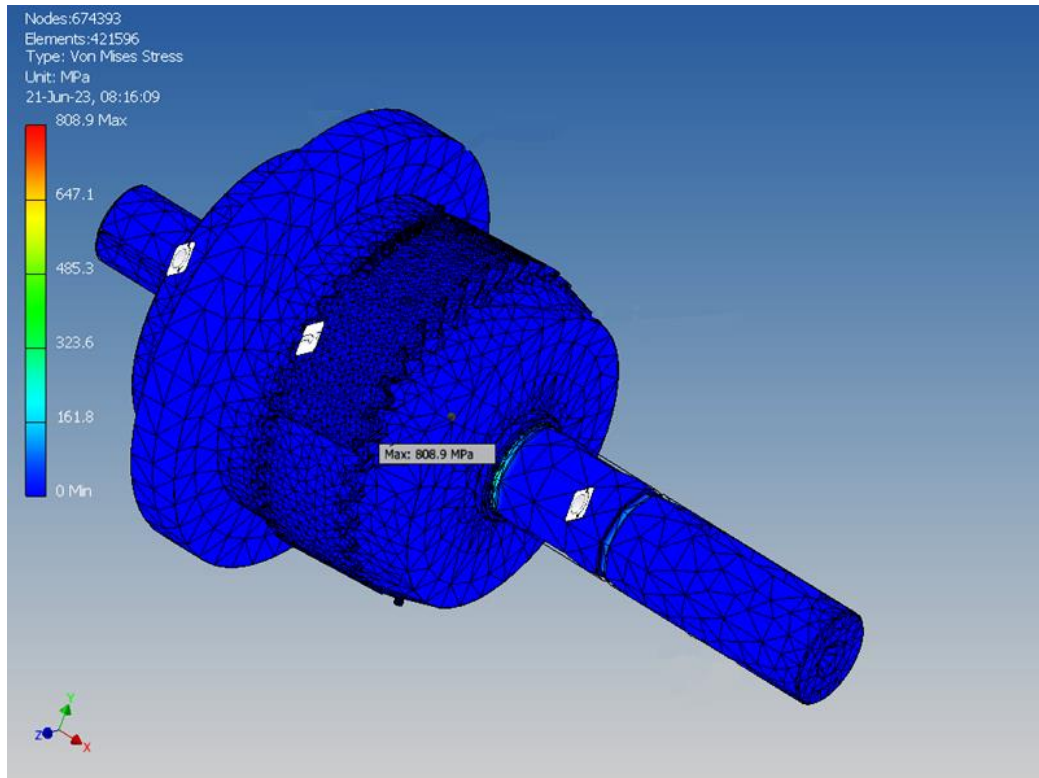


Fig. 4.30. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).

Tensiunea echivalentă după Von Mises, MPa

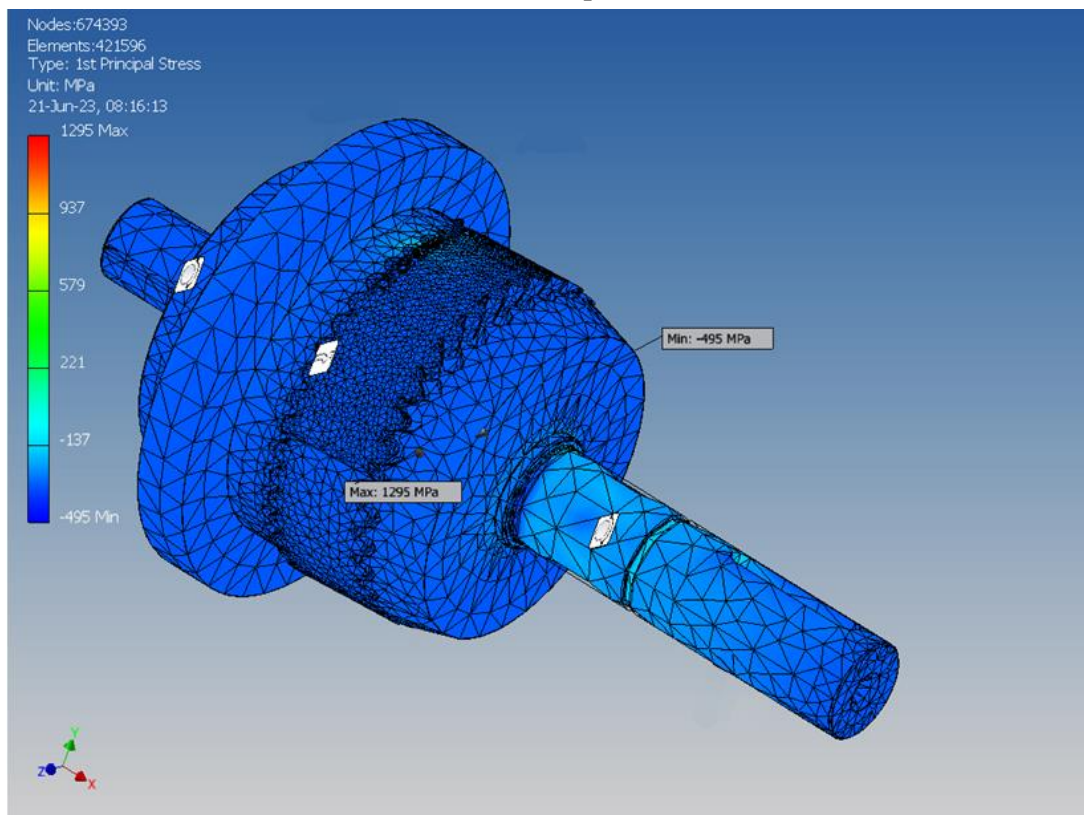
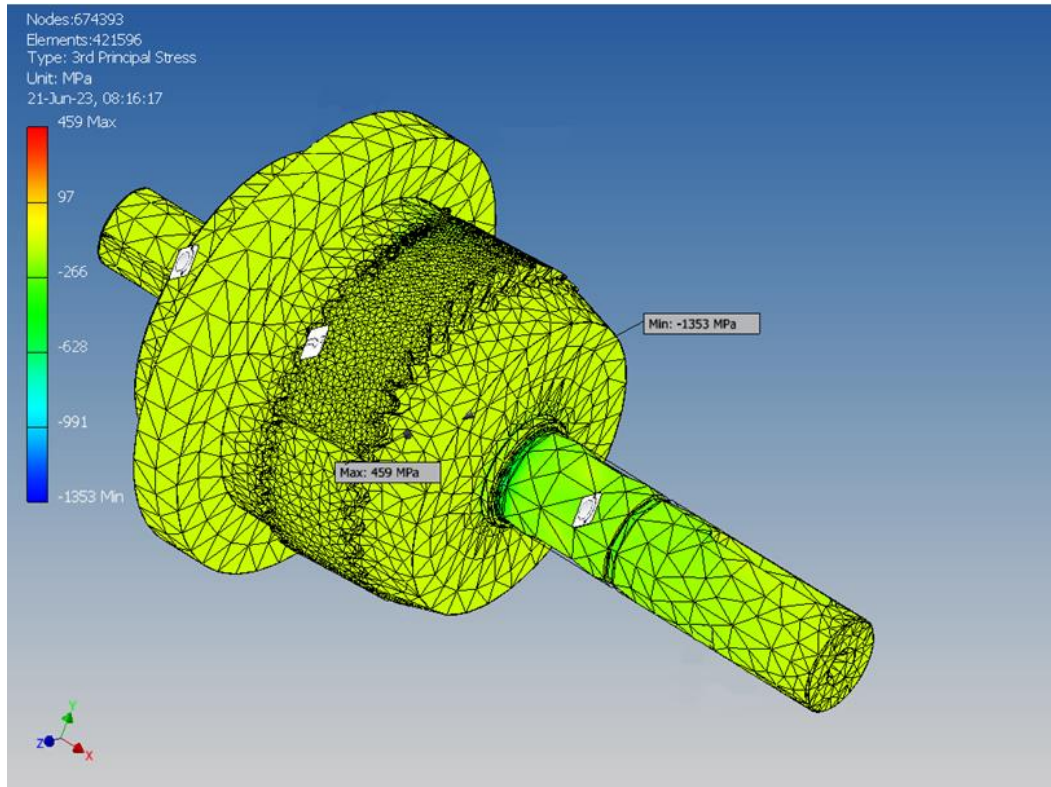
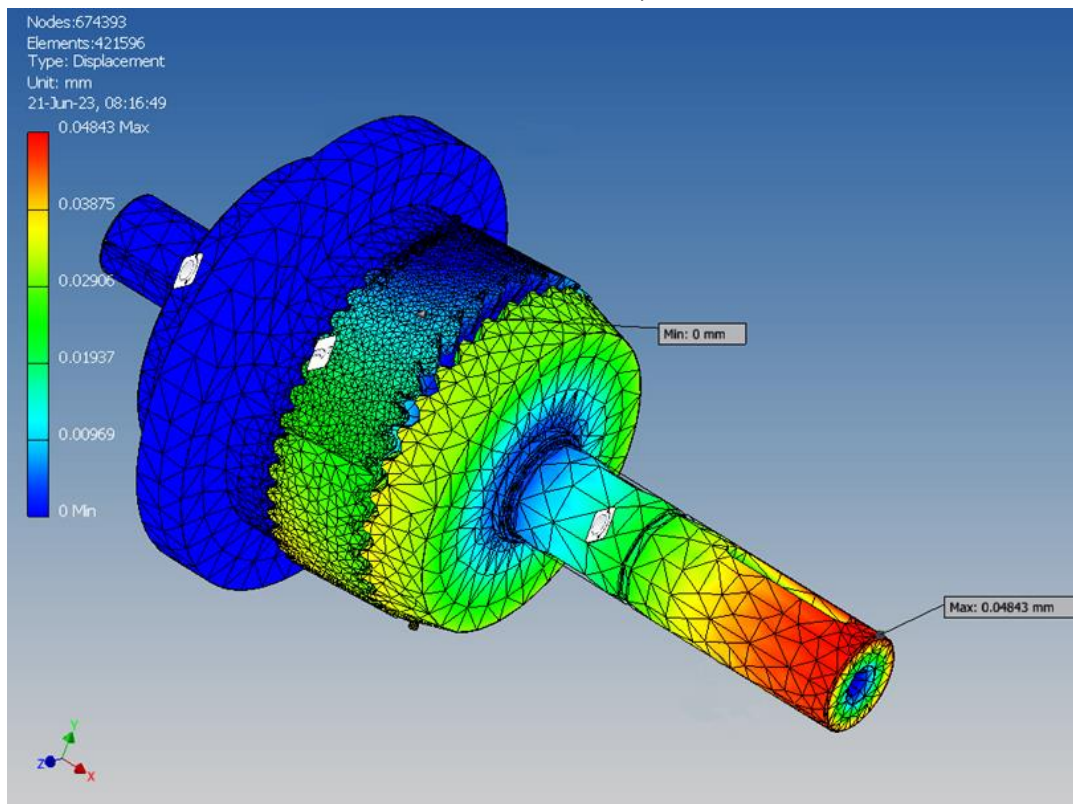


Fig. 4.31. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).

1-a tensiune de bază, MPa



**Fig. 4.32. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). A
3-ea tensiune de bază, MPa**



**Fig. 4.33. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).
Deformarea, mm**

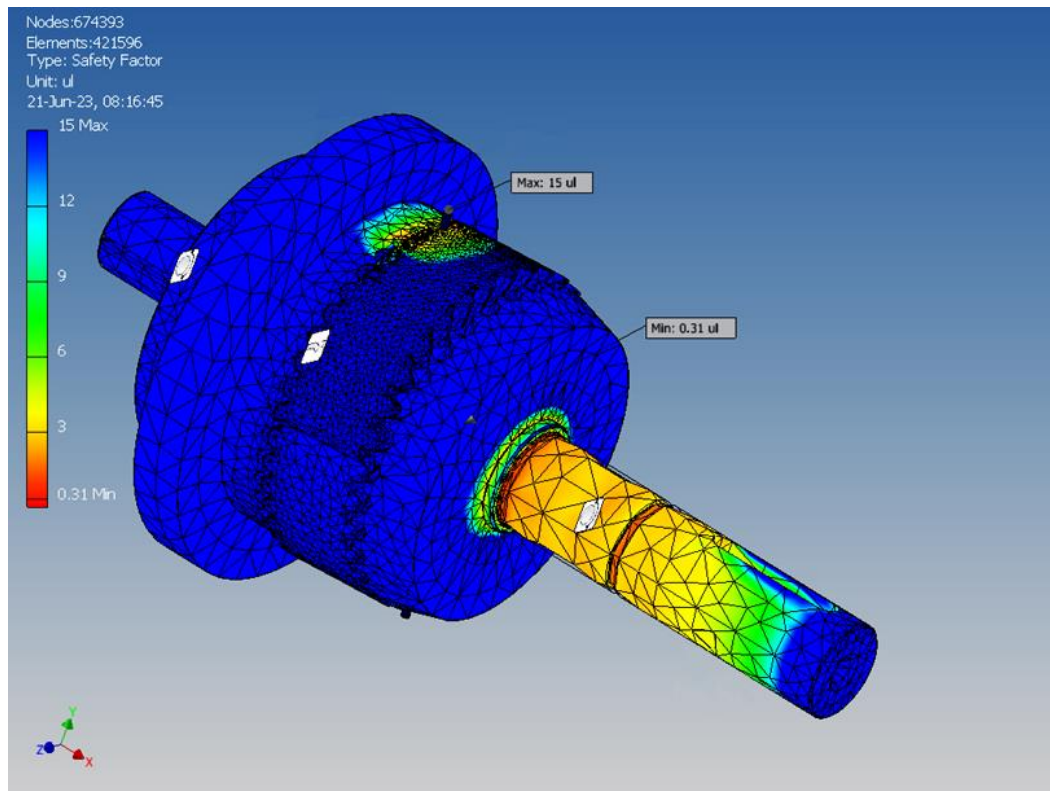


Fig. 4.34. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).

Coefficientul de siguranță

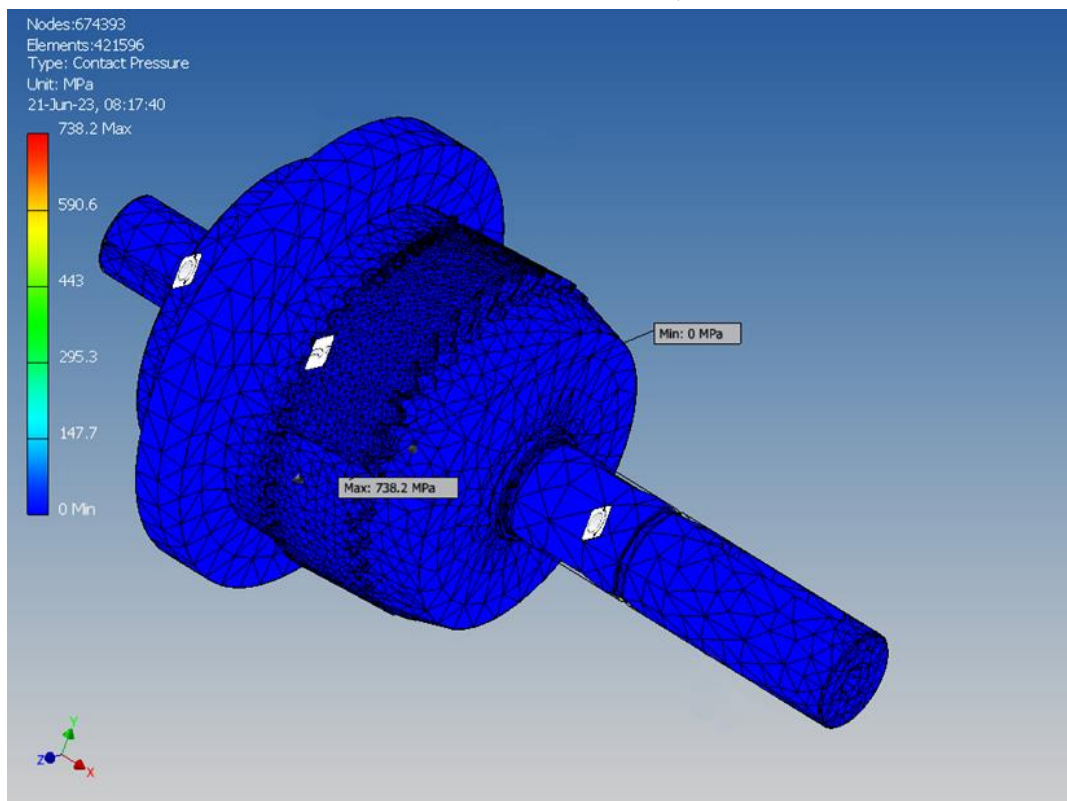


Fig. 4.35. Simularea numerică a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).

Tensiunea de contact, MPa

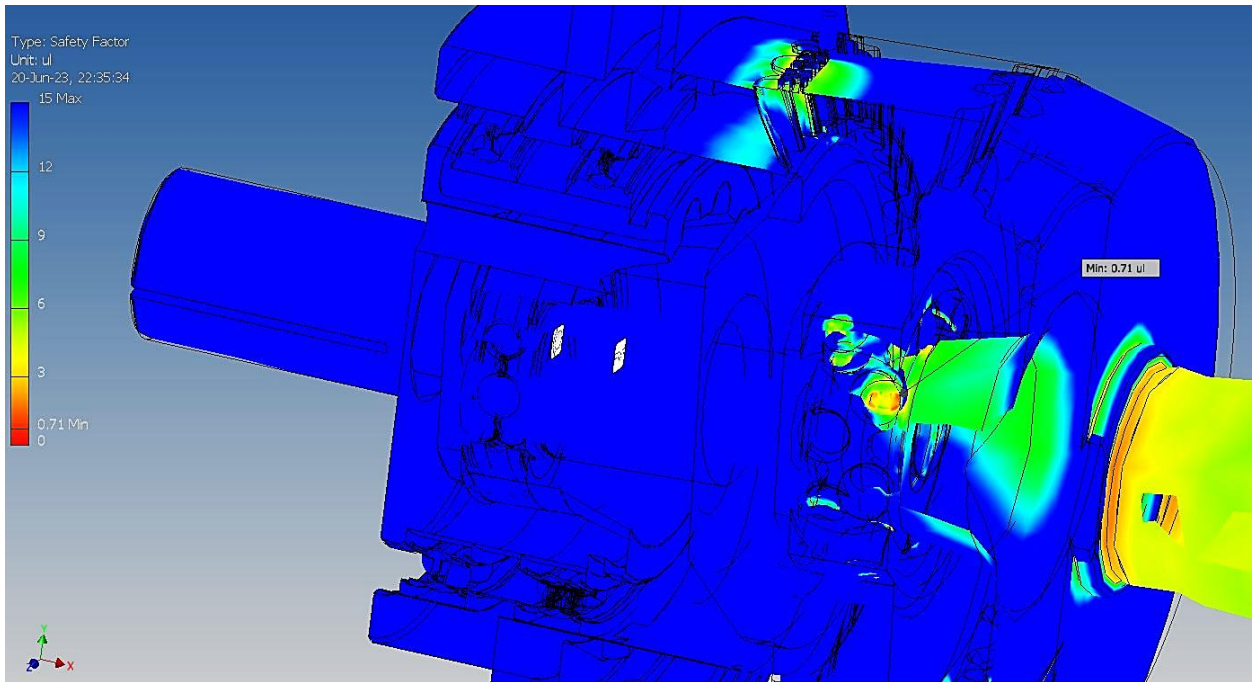


Fig. 4.36. Valoarea coeficientului de siguranță a rulmentului cu autoașezare. Momentul de torsiune de 15 Nm

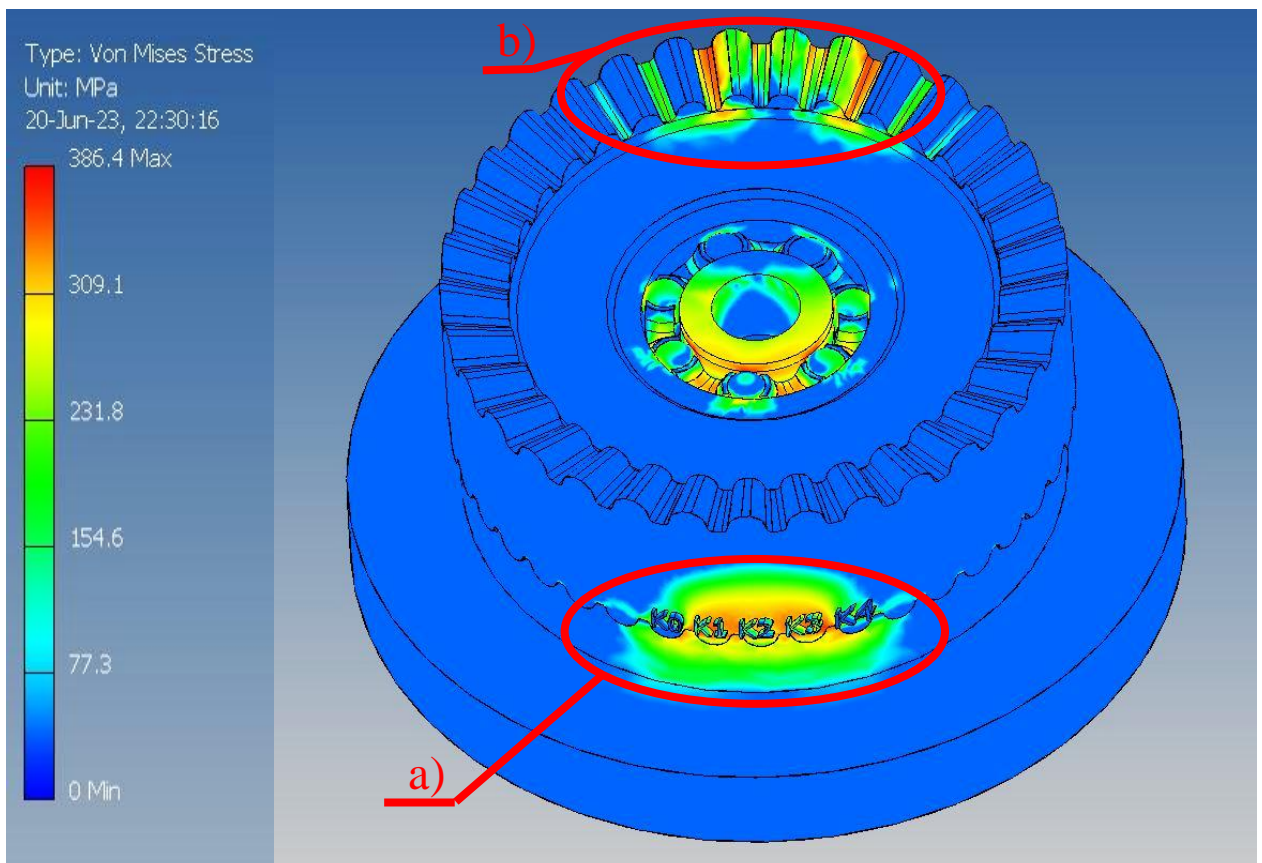


Fig. 4.37. Amplasarea zonelor perechilor de dinți simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) cu roata imobilă (a) și cu roata mobilă (b) în angrenarea A^D_{CX-CV} . Tensiunea de contact după Von Mises, MPa

Din rezultatele simulării numerice se poate observa că această transmisie precesională care transmite momentul de torsiune $T_4 = 15 \text{ Nm}$ are mai multe perechi de dinți aflați simultan în angrenare. Astfel, calculele teoretice de mai sus au fost determinate corect [93, 94].

Cu toate acestea, deși dinții roții-satelit pot rezista la momentul de torsiune maxim admisibil, putem identifica următoarele domenii problematice în proiectarea acestei transmisii precesionale. Astfel, conform rezultatelor coeficientului de siguranță, observăm că cel mai slab element este rulmentul autoșezare (figura 4.27), care a fost menționat anterior. Valoarea absolută a coeficientului de siguranță este de 0,31 unități (figura 4.34). Această valoare este de peste trei ori mai mică decât tensiunea admisibilă. De asemenea, valorile tensiunilor de contact ating valoarea maximă exact pe rulmentul cu autoșezare și constituie 738 MPa (figura 4.35). Un alt punct slab îl reprezintă arborele condus, în special canalele sub inelele de stopare. Valorile coeficientului de siguranță al canalelor arborelui nu sunt acceptabile pentru acest diametru (figura 4.34).

Următorul pas a constat în repetarea calculelor, dar nu a calculului maxim al momentului de torsiune proiectat la $T_{4\max} = 25,619 \text{ Nm}$, dar a celui de funcționare la $T_4 = 15 \text{ Nm}$. Indiferent de reducerea funcționării momentului de torsiune, problema rămâne aceeași. Valoarea absolută a coeficientului de siguranță este de 0,71 unități (figura 4.36). Ceea ce, de asemenea, nu este acceptabil.

În baza simulărilor numerice ale interacțiunii dinților cu mișcare sfero-spațială s-au identificat zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$), care sunt amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie “O” și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugați cu coraportul numerelor $Z_1=Z_2\pm 1$ sau $Z_4=Z_3\pm 1$.

Amplasarea zonelor perechilor de dinți simultan conjugați în angrenarea A_{cx-cv}^D se reduce semnificativ la momentul de torsiune în funcționare (figura 4.37).

Sarcina se repartizează între perechile de dinți simultan conjugați după o curbă moderată asimetrică, cu un singur vârf cu valorile pentru coordonatele unghiulare cu unghiul de precesie $\psi_i = 2\pi \cdot Z_2 / Z_1^2$ cu următorul raport procentual: $\psi_0 = 0\%$, $\psi_1 = 10\%$, $\psi_2 = 35\%$, $\psi_3 = 30\%$, $\psi_4 = 25\%$ (figura 4.38).

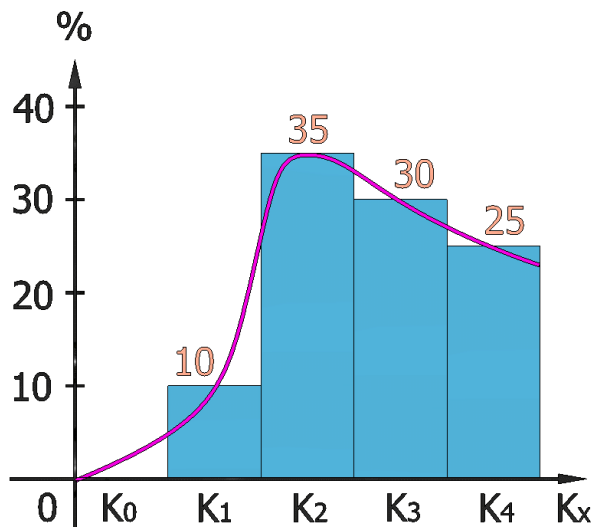


Fig. 4.38. Repartizează sarcinii între perechile de dinți (metal-metal) simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

La fel, s-a luat în considerare o schemă similară a transmisiei, dar cu roată dințată a roții-satelit fabricată dintr-un material compozit (conturul exterior și coroana dinților), care face parte din materialele plastice (a se vedea culoarea albastră în figura 4.39) polimerice speciale, cum ar fi PMMA Plastic [67, 104, 105], iar arborele și miezul sunt fabricate din metal. Datorită unei deformări plastice mai mari, intră în angrenare mai multe perechi de dinți (până la 8) simultan angrenați (figura 4.41). Așadar, am determinat următoarea distribuție a sarcinii pe cele opt perechi de dinți angrenați simultan: $K_0 - 0\%$, $K_1 - 4\%$, $K_2 - 6\%$, $K_3 - 17\%$, $K_4 - 18\%$, $K_5 - 15\%$, $K_6 - 15\%$, $K_7 - 15\%$, $K_8 - 10\%$ (figura 4.40).

Similar, pot fi efectuate calcule pentru roata-satelit fabricată din pulberi metalici (prin presare, apoi prin sinterizare) [46].

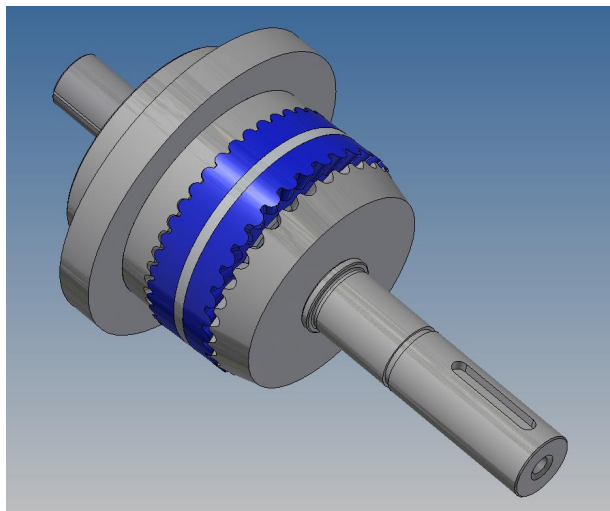


Fig. 4.39. Transmisia precesională (cu roată dințată a roții-satelit fabricată dintr-un material compozit) cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

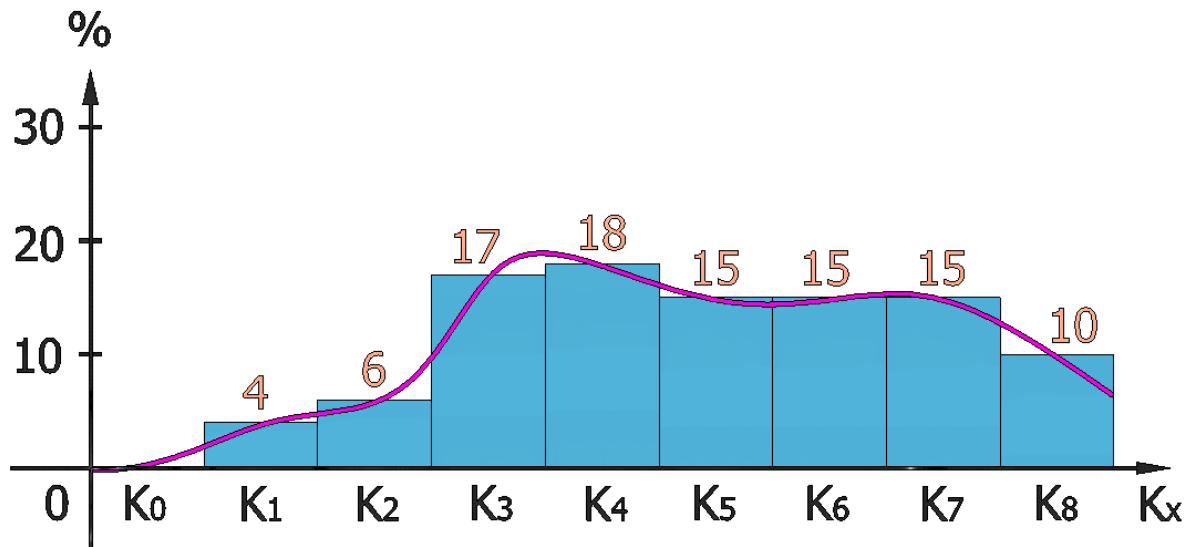


Fig. 4.40. Repartizează sarcinii între perechile de dinți (metal-plastic) simultan conjugați în angrenarea A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

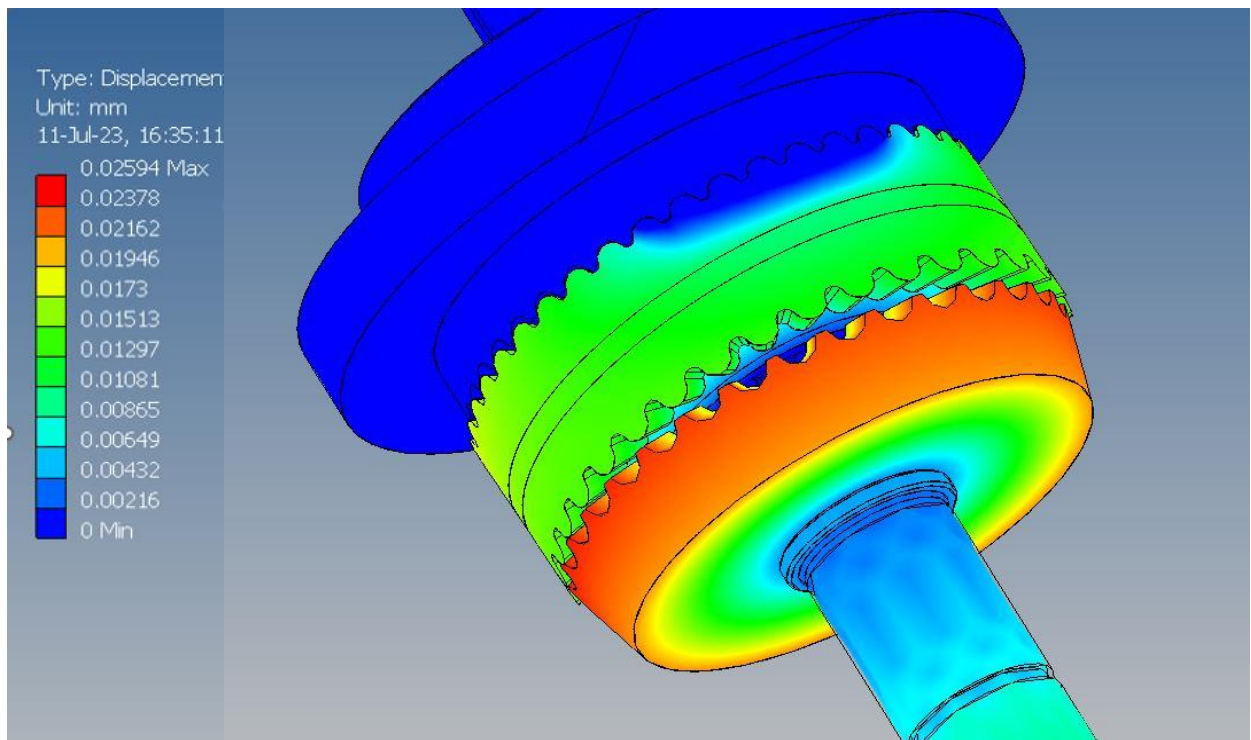


Fig. 4.41. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$), mm

Calcululele simulării numerice sunt inserate în anexa 2.

În paragraful următor propunem variante privind zonele problematice ale acestei transmisii. De asemenea, vom efectua o a doua simulare numerică și vom verifica performanța acestui nod.

4.6. Soluții propuse și simularea numerică repetată a tensiunilor în angrenaj, identificarea punctelor slabe ale transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV}

În urma studierii calculelor teoretice și a simulărilor numerice ulterioare, am identificat punctele problematice ale proiectării acestei transmisii precesionale [106]. În continuare, propunem variante privind consolidarea elementelor slabe, repetând simularea numerică și verificând rezultatele.

Pentru aceasta, în primul rând, este necesară soluționarea problemei tensiunilor de contact excesive în rulmentul cu autoașezare. De aceea, am considerat necesitatea investigării dimensiunilor rulmenților din seria 1XX TN9 (figura 4.42). În acest reductor a fost plasat un rulment cu autoașezare 126 TN9. După ce am efectuat mai multe simulări numerice, am determinat că rulmentul 129 TN9 poate suporta sarcina necesară, acesta având dimensiuni de aproape 1,5 ori mai mari decât cel inițial. Caracteristicile tehnice ale acestui rulment sunt reprezentate în figura 4.42.

	d [mm]	t_{\downarrow}	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]
☆ 135 TN9	5		19	6	2.51	0.48
☆ 126 TN9	6		19	6	2.47	0.48
☆ 127 TN9	7		22	7	2.65	0.56
☆ 108 TN9	8		22	7	2.65	0.56
☆ 129 TN9	9		26	8	<u>3.9</u>	0.815

Fig. 4.42. Caracteristicile tehnice ale noului rulment 129 TN9

În al doilea rând, este necesară mărirea diametrului arborelui condus de la 12 mm nominal până la 15 mm care au fost propuși. Diametrul de 15 mm a fost ales, reieșind din dimensiunile unui rulment dintr-o serie similară.

După modificarea modelului 3D, am obținut o nouă configurație a construcției (figura 4.43) în care a fost mărit diametrul de așezare din interiorul roții-satelit pentru ca rulmentul ales să încapă, precum și diametrul arborelui de ieșire.

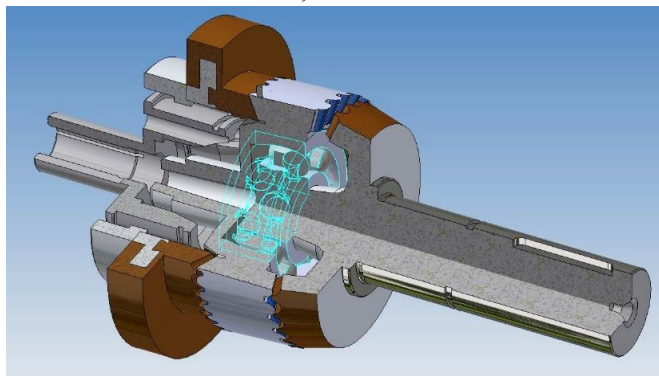


Fig. 4.43. Construcția nouă a modelului 3D al transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

Am efectuat apoi simulări numerice repetate analogice celor descrise mai sus. În urma calculelor am constatat că propunerile noastre privind modificarea construcției și de înlocuire a unora dintre elementele standard au fost justificate. În ceea ce privește valorile tensiunilor echivalente după Von Mises, ne încadrăm în limitele de toleranță (figura 4.44). Corespunzător, suntem, de asemenea, în limitele toleranței în ceea ce privește coeficientul de siguranță (figura 4.45).

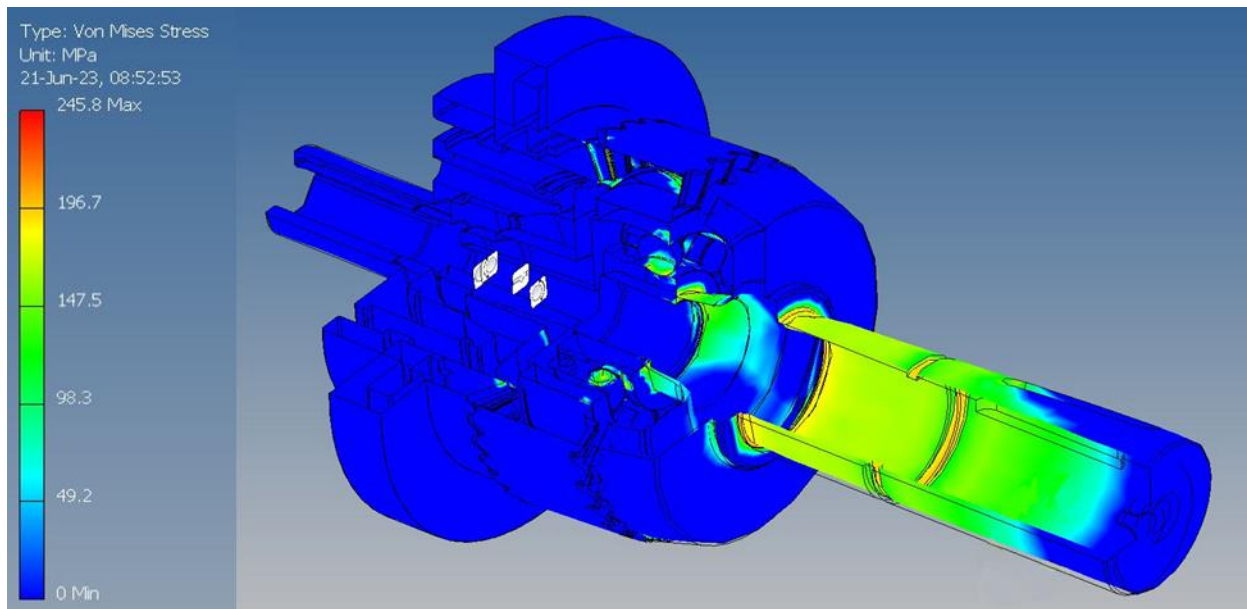


Fig. 4.44. Construcția nouă a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$).

Tensiunea după Von Mises, MPa

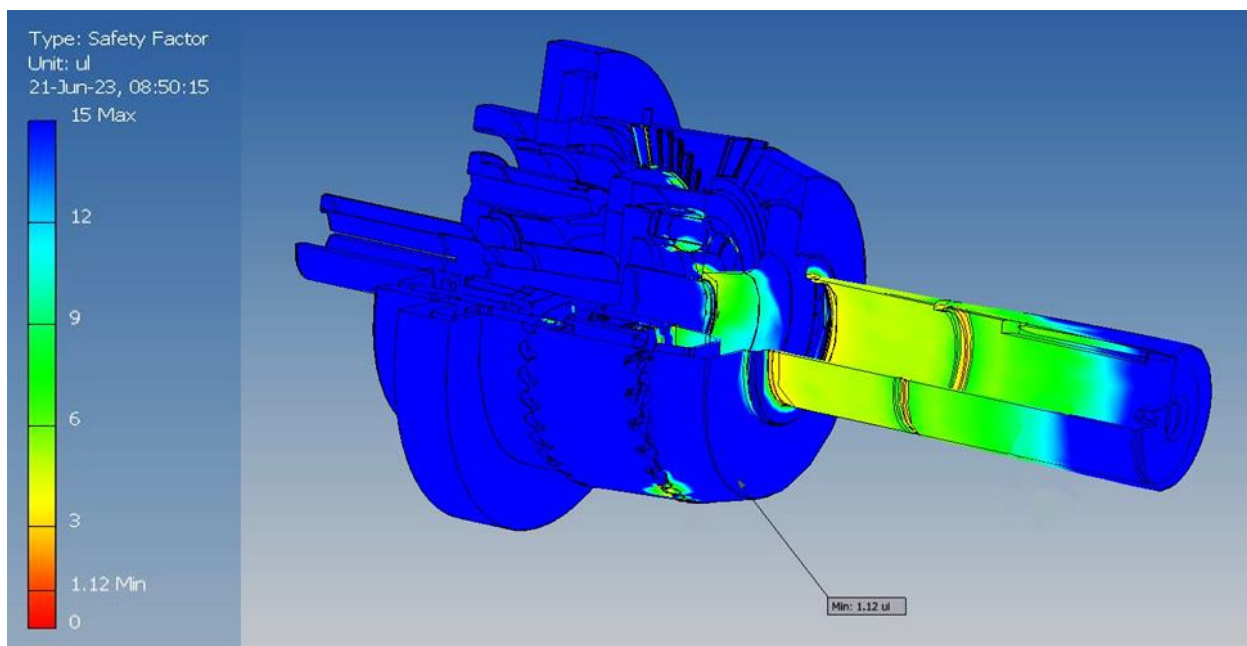


Fig. 4.45. Simularea numerică a construcției noi a transmisiei precesionale cu angrenare de tipul A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$). Coeficientul de siguranță

Astfel, am soluționat toate problemele pe care le stabilisem pentru consolidarea construcției transmisiei. Această configurație a transmisiei poate rezista chiar și la cuplul maxim calculat. La o dimensiune mai mare a rulmenților și un diametru mărit al arborelui condus, valorile maxime de solicitare s-au deplasat spre zona de angrenare multipară.

4.7. Îmbunătățirea modelelor mecanismului precesional cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV}

În procesul de studiere a construcției moderne a transmisiei precesionale cu angrenaj de tipul A^D_{CX-CV} (figura 4.24) am îmbunătățit construcția arborelui conducător cu manivelă al transmisiei pentru a simplifica procesele tehnologice de producție a acestuia. Această propunere a permis să reducem atât timpul, cât și costul de fabricație, precum și precizia acestei piese. Piesa menționată este manivela arborelui conducător (elementul 6 din figura 4.24).

Examinând proiectul actual manivela arborelui conducător (figura 4.46), am tras concluzia că alezajele conice nu erau argumentate din punct de vedere tehnologic. De asemenea, am tras concluzia că alezajul interior care reprezintă lăcașul rulmentului este dificil de fabricat din cauza înclinării sale de 3,5 grade în raport cu axa principală. Acest unghi este reprezentat prin θ în figura 4.46.

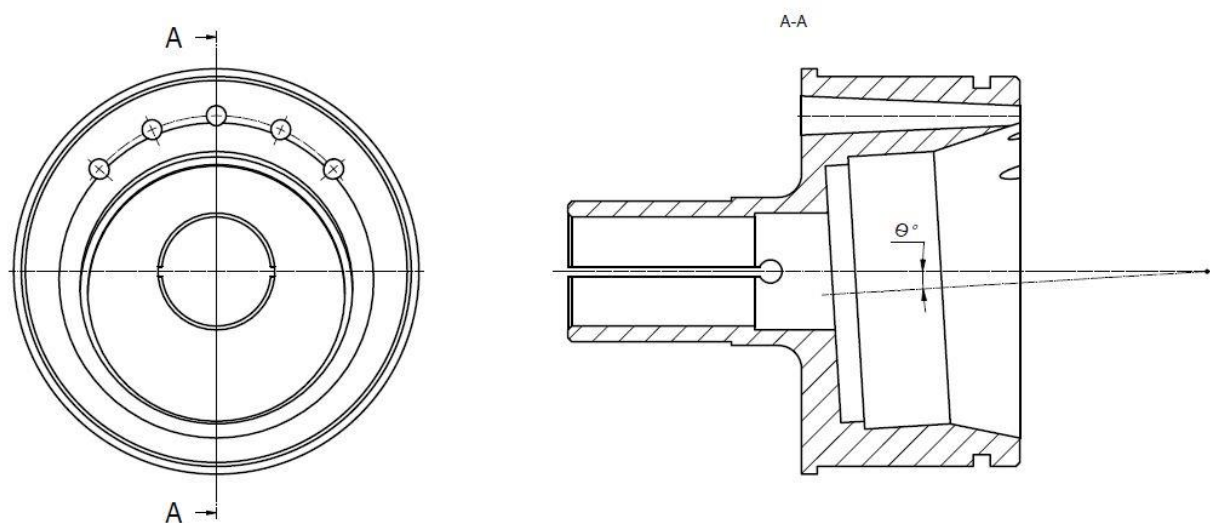


Fig. 4.46. Arborele conducător. Construcție existentă

În ansamblul general al transmisiei precesionale, arborele conducător este marcat prin culoarea verde (figura 4.47).

În această construcție a transmisiei precesionale, în arborele conducător este utilizat un rulment tip clasic. Datorită excentricității și a unghiului de 3,5 grade, rotația manivelei arborelui conducător generează o mișcare de balansare. Această mișcare permite roții-satelit să se rostogolească de-a lungul unei traiectorii definite în interiorul transmisiei.

Inovația noastră constă în faptul de a face ca locașul de așezare a rulmentului să fie drept (figura 4.48), în timp ce am soluționat compensarea unghiului θ prin utilizarea unui rulment cu autoașezare (a se vedea culoarea roșie în figura 4.49). Prin creșterea masei arborelui condus în partea opusă excentricității, propunem să realizăm găuri de echilibrare de formă cilindrică.

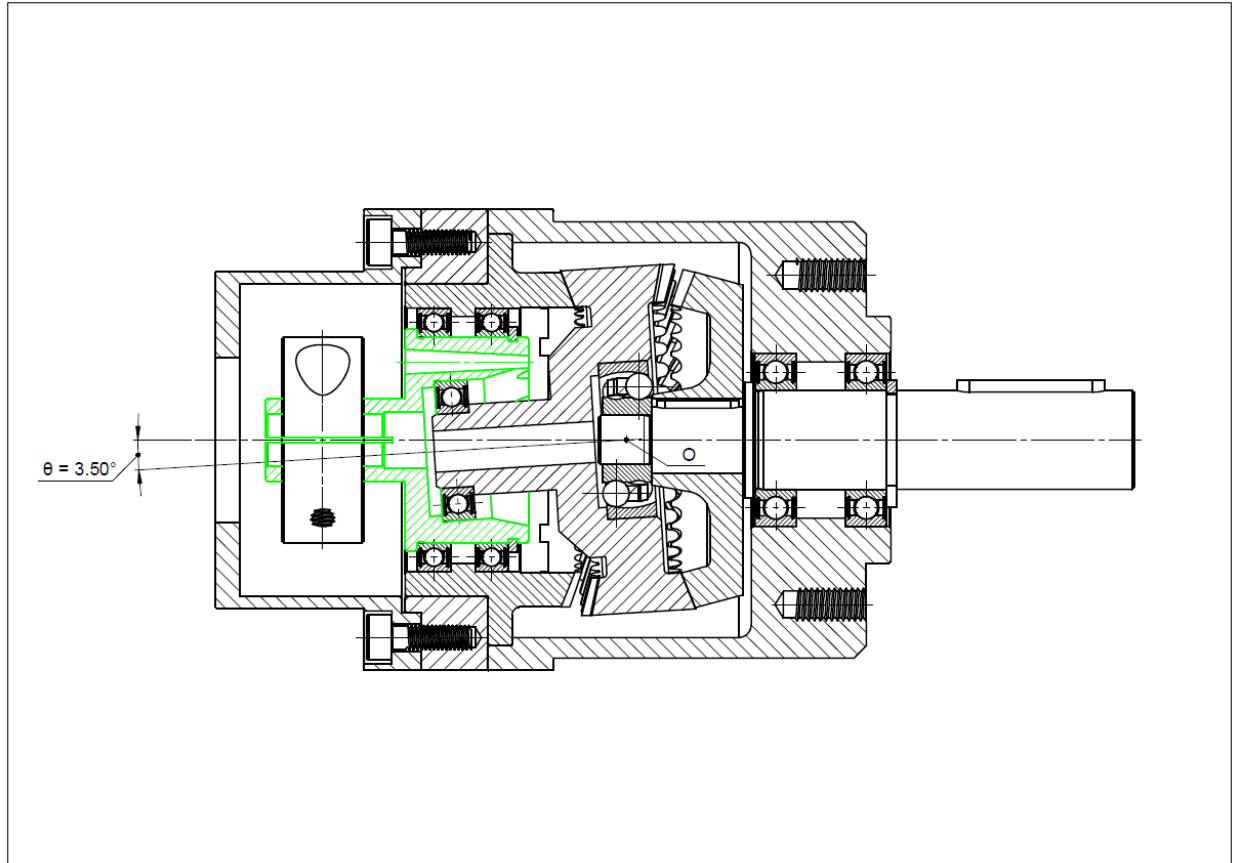


Fig. 4.47. Proiectarea arborelui conducător al transmisiei precesionale cu locaș sub rulment înclinat sub unghiul θ în transmisia precesională cu angrenări A^D_{CX-CV}

Conturul și forma exterioară ale arborelui conducător al transmisiei vor rămâne neschimbate, căci modificările se vor referi la forma interioară, iar datorită acestui fapt va apărea posibilitatea de a utiliza rulmentul cu autoașezare, practic, fără a modifica schema generală de funcționare a transmisiei (figura 4.48).

Excentricitatea se calculează prin următoarea formulă:

$$L * tg\theta = e \quad (4.4)$$

unde:

e – excentricitatea cerută;

θ – unghiul de precesie;

L – lungimea până la punctul de precesie a roții-satelit.

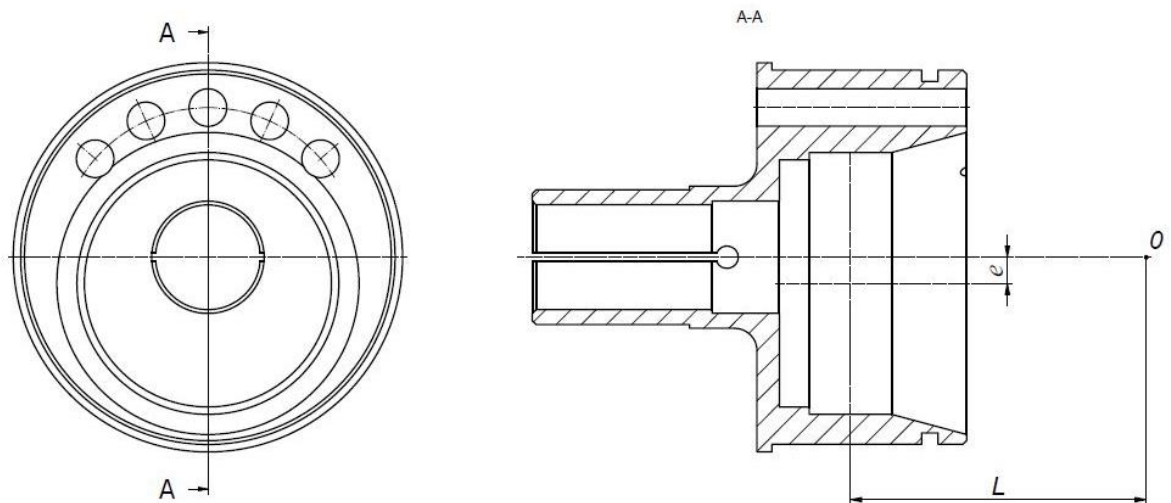
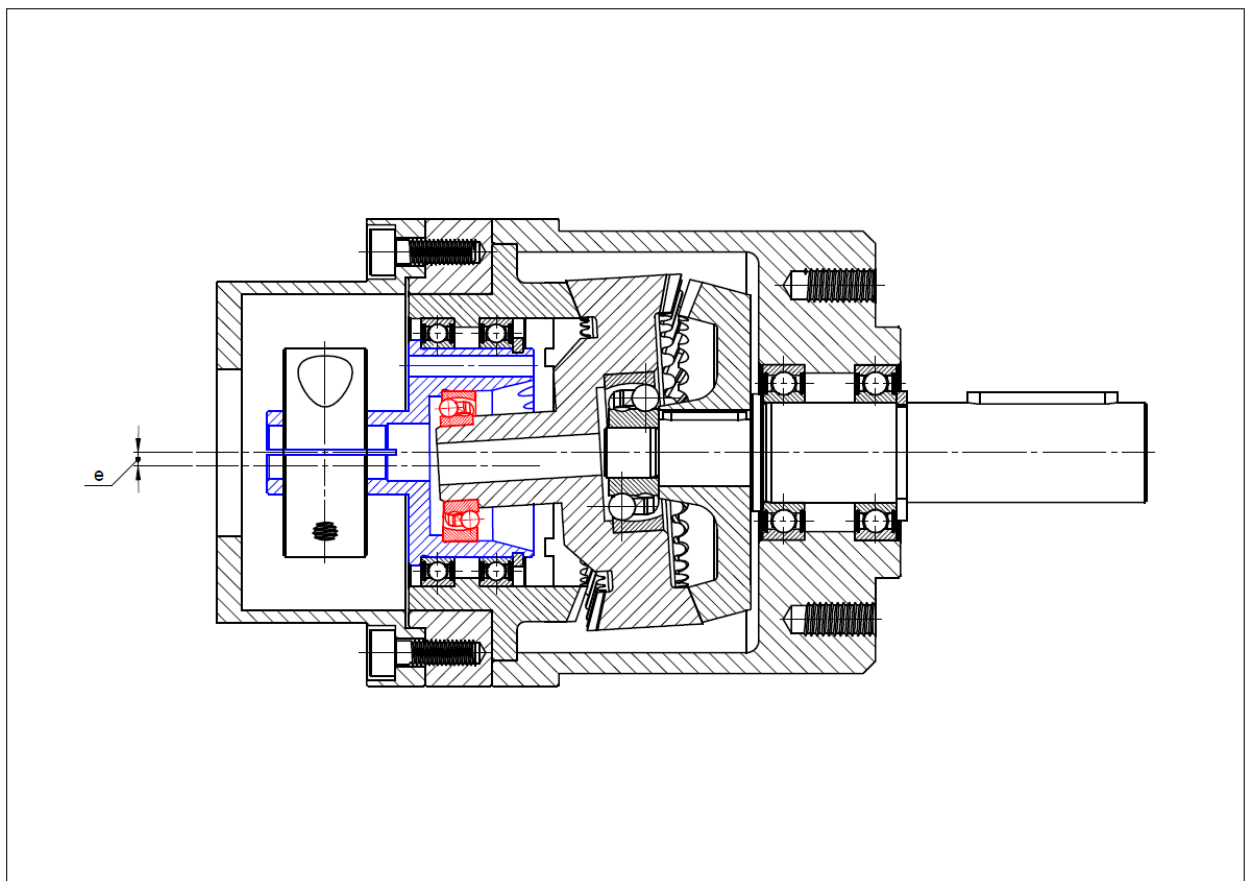


Fig. 4.48. Arborele conducător al transmisiei precesionale. Modelul propus



**Fig. 4.49. Proiectarea arborelui conducător al transmisiei precesionale actualizat
cu angrenări $A^{D_{cx-cv}}$**

În baza acestei propuneri, s-a depus o cerere de brevet (anexa 1). La momentul susținerii acestei teze, propunerea se află în examinare la AGEPI. Sperăm ca această propunere să obțină aviz pozitiv. Ca rezultat al participării la expoziția de la Iași “INVENTICA 2023”, am obținut medalia de aur și Diploma de merit pentru propunerea de modificare a manivelei arborelui conducător (Anexa 1).

4.8. Concluzii la capitolul 4

1. Prin simulările numerice efectuate pentru configurația optimizată a construcției roții-satelit s-au determinat următoarele caracteristici: tensiunea după Von Mises, MPa; deplasările generale, mm; coeficienții de siguranță și tensiunile de contact, MPa.
2. A fost elaborată o nouă configurație constructivă a elementelor transmisiei precesionale cu angrenaj de tipul A^D_{CX-CV} . Teoretic a fost determinat momentul de torsiune admisibil al transmisiei, care constituie $T_{4max} = 25,6$ Nm (pentru angrenarea - $Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \Theta = 3,5^\circ, R_m = 19$ mm, $i = -164$), au fost efectuate simulări numerice pe componentele de bază ale elementelor transmisiei. Rezultatele au demonstrat că tensiunile efective de contact în angrenajul multipar sunt cuprinse în intervalele de 300...350 MPa. Au fost identificate problemele de rezistență a elementelor transmisiei precesionale, în unele cazuri tensiunea de contact atingând valoarea de 808 MPa. Coeficientul de siguranță pentru rulmentul cu autoașezare $K = 0,31$, adică, de 3 ori mai mic decât valoarea admisibilă.
3. Un parametru important care influențează starea de tensiuni la contactul dinților este multiplicitatea angrenării dinților exprimată prin numărul perechilor de dinți simultan conjugați $Z\varepsilon$. Cercetările teoretice ale multiplicității angrenării au cuprins elaborarea modelului matematic al angrenării A^D_{CX-CV} cu contact convex-concav al dinților în baza căruia autorul tezei a efectuat simulări numerice. În rezultat s-a constatat ca sarcina în angrenare din perspectiva diminuării pierderilor energetice și sporirea capacității portante în angrenări este rațional să fie transmisă prin 4 perechi de dinți, iar între ele cu următoarea repartizare: prima pereche de dinți - 10%, a doua - 35%, a treia - 30%, a patra - 25%.
4. În urma analizei complexe a rezultatelor simulărilor numerice s-a propus îmbunătățirea constructivă a elementelor transmisiei precesionale, s-au validat rezultatele calculelor grafo-analitice ale stării tensionale în angrenarea A^D_{CX-CV} . Analizând construcția arborelui conducător al transmisie precesionale (figura 4.46), se propune a modifica găurile de formă conică în găuri cilindrice. Totodată, s-a propus fabricarea locașului în arborele conducător cu excentricitatea e (figura 4.48), utilizând un rulment cu autoașezare (a se vedea culoarea roșie în figura 4.49). În baza acestei propuneri, s-a depus o cerere de brevet (anexa 1). La momentul susținerii tezei, propunerea se află spre examinare la AGEPI.

CONCLUZII ȘI RECOMANDĂRI

CONCLUZIILE PRINCIPALE

În rezultatul cercetărilor efectuate, pot fi formulate următoarele concluzii finale generalizatoare:

1. A fost calculată sarcina admisibilă în contactul dinților în angrenarea precesională A_{cx-cv}^B , și anume, între dinții roților centrale și ai coroanelor roții-satelit conjugați multipar. Au fost efectuate simulări numerice ale 6 configurații constructive distincte ale roții-satelit (simulările numerice ale variantei optime sunt descrise în detaliu în capitolul al doilea, celelalte opțiuni sunt incluse în anexa 2). A fost elaborată construcția optimă a roții-satelit (figura 2.21). Îmbunătățirea construcției roții-satelit a făcut posibilă reducerea indicelui masă-gabarit al roții-satelit cu 45...50% și sporirea flexibilității dinților la valoarea de 0.016 mm.

Contribuția autorului. *Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate: 2.3, 2.5, 2.6, A2.2.1, A2.2.2, A2.2.3, A2.2.4, A2.2.5, [79, 80, 121].*

Semnificația teoretică: cercetările fenomenelor de funcționare și a efectelor influenței compensării erorilor de execuție permit dezvoltarea cunoștințelor privind mecanismele de formare a preciziei la prelucrarea mecanică a structurilor dimensionale complexe ale transmisiei precesionale. *Valoarea practică:* cunoașterea efectelor compensării erorilor și a simulărilor numerice, a situațiilor de manifestare a acestora permit proiectanților și tehnologilor să evite evaluările în exces ale factorilor de proces (precizia tehnologică a componentelor transmisiei precesionale, asigurarea tehnologică a preciziei de execuție a transmisiei precesionale de tipul 2K-H).

2. Se propune procedeul de reglare a jocului interdental în angrenarea A_{cx-cv}^B a dinților roții-satelit și ai roților centrale prin intermediul inelelor compensatoare speciale dotate cu asamblări pentru fixarea unghiulară a semiinelelor cu diferite grosimii în trepte, care asigură, prin rotirea lor relativă, modificarea grosimii sumare a inelului și, în consecință, poziționarea axială a roților centrale. Construcția compensatorului poziției axiale a roților centrale asigură treapta de reglare a inelului de bază cu pasul de 0,1 mm. Inelul auxiliar este format din sectoare cu grosime variabilă în creștere, cu distanța dintre treptele inelului auxiliar și partea frontală a carcasei cu pasul de 0,07 mm. Se propune o metodă de calcul al lanțurilor dimensionale în mediul "Tolerance Tools".

Contribuția autorului. *Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate: 3.1, 3.2, 3.3 [83, 88, 120].* *Semnificația teoretică:* s-a elaborat un procedeu de reglare a jocului axial, care include calcularea valorii compensării erorii și determinarea numărului treptelor compensatorului format dintr-un inel auxiliar cu cel puțin trei trepte și

dintr-un inel de bază (protejat printr-un brevet de invenție). *Valoarea practică*: problema tehnică pe care o rezolvă propunerea este majorarea preciziei de reglare a jocului axial în angrenajul precesional de tipul A_{cx-cv}^D .

3. S-a stabilit că câmpurile de toleranță ale principalelor elemente constructive pot fi corectate prin tranziție de la treapta de precizie 6 la treapta 7, cu un rebut de 0,025%, iar în unele cazuri, prin tranziție, chiar până la treapta 8, cu un rebut de 0,1%. Această propunere condiționează reducerea costului de fabricare a pieselor angrenajului precesional.

Contribuția autorului. *Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate*: 3.4 [83, 88]. *Semnificația teoretică*: în baza simulărilor numerice a fost stabilită posibilitatea micșorării preciziei de execuție a pieselor transmisiei precesionale. *Valoarea practică*: la proiectarea constructivă a transmisiei precesionale, în funcție de materialul pieselor, va fi posibilă argumentarea preciziei de execuție a pieselor.

4. În baza simulărilor numerice a interacțiunii dinților cu mișcare sfero-spațială s-a constatat că zonele cu angrenare simultană a dinților sub sarcină în angrenajele A_{cx-cv}^D cu roata centrală imobilă ($Z_1 - Z_2$) și A_{cx-cv}^D , cu roata centrală mobilă ($Z_3 - Z_4$) sunt amplasate diametral opus în raport cu centrul de precesie "O" și transmit aceeași sarcină repartizată neuniform între perechile de dinți conjugați cu coraportul numerelor $Z_1=Z_2\pm 1$ sau $Z_4=Z_3\pm 1$ [106]. Zona de angrenare simultană a dinților conjugați în angrenările A_{cx-cv}^D ($Z_1=Z_2\pm 1$, $Z_4=Z_3\pm 1$, $\theta=3.5^\circ$, $\delta=15^\circ$, $\beta=3,5^\circ$) se extinde până la cota unghiulară $\psi_i = 32^\circ$, în cazul în care sarcina transmisă este egală cu valoarea nominală determinată din calculul dinților la presiunea de contact $\sigma_H \leq \sigma_{Hp}$. Iar numărul perechilor de dinți concomitent conjugați se definește prin coraportul $\psi_i = 2\pi * Z_2 / Z_1^2$, $\psi_i = 32^\circ$, $2\pi * Z_2 / Z_1^2 = 9.225^\circ$. Numărul perechilor de dinți concomitent conjugați = 3.47. Roata-satelit este amplasată axial flotant între roțile centrale mobilă și imobilă, fapt ce conduce la diminuarea preciziei lanțului dimensional al mecanismului precesional și la reducerea costului de producere.

Contribuția autorului. *Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate*: 4.3, 4.4 [106]. *Semnificația teoretică*: în urma simulării numerice s-a stabilit că sarcina în transmisia precesională de tipul 2K-H este transmisă prin 4 perechi de dinți, ceea ce permite a micșora tensiunile de contact σ_{Hp} . *Valoarea practică*: modalitatea de a micșora indicii masă-gabarit și prețul de cost al transmisiei precesionale.

5. Un parametru important care influențează starea tensională în contactul dinților este multiplicitatea angrenării dinților exprimată prin numărul perechilor de dinți simultan conjugați Z_e . Cercetările teoretice ale multiplicității angrenării au cuprins elaborarea modelului matematic al angrenării A_{cx-cv}^D cu contact convex-concav al dinților în baza căruia autorul

tezei a efectuat simulări numerice. În rezultat s-a constatat că sarcina în angrenare din perspectiva diminuării pierderilor energetice și sporirii capacității portante în angrenări este rațional să fie transmisă prin 4 perechi de dinți. Sarcina între perechile de dinți simultan conjugați se repartizează după o curbă moderată asimetrică, cu un singur vârf, cu valorile pentru coordonatele unghiulare și unghiul de precesie $\psi_i = 2\pi * Z_2 / Z_1^2$ prin următorul raport procentual: $\psi_0 = 0\%$, $\psi_1 = 10\%$, $\psi_2 = 35\%$, $\psi_3 = 30\%$, $\psi_4 = 25\%$. A fost calculată angrenarea A^D_{cx-cv} cu roata-satelit fabricată din material plastic (PMMA) turnat sub presiune pe carcasa metalică (a se vedea culoarea albastră în figura 4.39), ce duce la sporirea unui număr de perechi de dinți mai mare.

Contribuția autorului. Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate: 4.5 [106]. *Semnificația teoretică:* simulările numerice ale transmisiei precesionale 2K-H au permis optimizarea multiplicității angrenajului transmisiei precesionale și repartizarea sarcinii în angrenajul de tipul A^D_{cx-cv} . *Valoarea practică:* posibilitatea reducerii coeficientului de frecare în angrenaj și sporirii randamentului transmisiei precesionale.

6. Zonele de angrenare simultană a dinților în angrenările A^D_{cx-cv} au amplasare-oglină pe ambele părți ale centrului de precesie "O", fapt ce asigură flotarea tangențială a roții-satelit și conduce la simplificarea constructivă a nodului precesional, implicit la reducerea cerințelor de precizie a lanțurilor dimensionale.

Contribuția autorului. Contribuțiile sunt dezvoltate și expuse în paragrafele tezei și în lucrările publicate: 4.5 (figurile 4.37, 4.41) [106]. *Semnificația teoretică:* stabilirea faptului că zonele de angrenare în roata-satelit au amplasare-oglină, ceea ce permite echilibrarea forțelor în angrenaj și autoașezarea nodului precesional între roțile centrale. *Valoarea practică:* implicit asigură reducerea cerințelor de precizie a lanțurilor dimensionale.

RECOMANDĂRI:

1. În baza analizei stării tensionate a satelitului cu angrenare A^D_{cx-cv} am propus soluția constructivă optimală a nodului precesional prin majorarea dimensiunii rulmentului cu autoașezare la dimensiunea 129 TN9, cu capacitatea de încărcare de două ori mai mare, precum și creșterea diametrului arborelui de ieșire cu 25%. În baza simulărilor numerice a fost propusă o formă constructivă a transmisiei care asigură un coeficient de siguranță de 1,12. S-a demonstrat că cel mai solicitat element al transmisiei precesionale este roata-satelit [106].
2. În urma analizei complexe a rezultatelor simulărilor numerice s-a propus îmbunătățirea constructivă a elementelor transmisiei precesionale, au fost validate rezultatele calculelor grafo-analitice ale stării tensionale în angrenarea A^D_{cx-cv} . Analizând construcția arborelui

conducător al transmisiei precesionale (figura 4.46), se propune a modifica găurile de formă conică în găuri cilindrice, totodată, s-a propus fabricarea locașului în arborele conducător cu excentricitatea e (figura 4.48), utilizând un rulment cu autoașezare (a se vedea culoarea roșie în figura 4.49). În baza acestei propuneri s-a depus o cerere de brevet (Anexa 1). La momentul susținerii tezei, propunerea se află spre examinare la AGEPI [123].

DIRECȚII ȘI OBIECTIVE DE CERCETARE PENTRU VIITOR:

1. În viitor vom putea realiza optimizarea construcției roții-satelit în reductorul precesional cu tipul de angrenare A_{cx-cv}^D . Va fi posibilă îmbunătățirea indicelui masă-gabarit, precum și flexibilitatea dinților roții-satelit similar cu optimizarea roții-satelit în reductorul precesional cu tipul de angrenare A_{cx-cv}^B , care a fost prezentat în al doilea capitol al tezei.
2. În capitolul patru am expus un exemplu de calcul al reductorului precesional cu angrenajul de tipul A_{cx-cv}^D , utilizând o roată-satelit executată din compozit (din materiale plastice polimerice speciale, realizată prin turnare sub presiune). Similar, pot fi efectuate calcule pentru roata-satelit fabricată din pulberi metalici (prin presare, apoi prin sinterizare).
3. Un alt domeniu de cercetare sunt aliajele pe bază de aluminiu și analogii săi, care sunt tot mai des folosiți în producția elementelor reductorului precesional. În viitor, vor putea fi efectuate calcule și simulări ale acestor tipuri de aliaje. Datorită plasticității aluminiului și aliajelor sale în comparație cu produsele din oțel, rezultatele vor fi diferite față de cele prezentate în cadrul acestei teze. Tehnologia de presare (turnare) a roților centrale și a roții-satelit poate fi realizată pentru serie mare și în masă.
4. Un domeniu de perspectivă al cercetărilor științifice ar fi dezvoltarea transmisiilor precesionale magnetice, bazate pe transformarea și transmiterea mișcării și sarcinii prin interacțiunea câmpurilor magnetice între dinții simultan conjugați. Se preconizează elaborarea transmisiilor magnetice cu raportul de transmitere constant cu fluxuri magnetice radiale și axiale, cât și cu raportul de transmitere variabil pentru cutiile de viteze ale automobilelor, inclusiv ale electromobilelor.

BIBLIOGRAFIE

1. АВБАКУМОВ, В. *Расчет сборочных размерных цепей на ЭВМ // Сборка в машиностроении, приборостроении.* – 2006. – № 10. – с. 9–13.
2. БАЛАКШИН, Б. С. *Теория и практика технологии машиностроения: Основы технологии машиностроения.* – М.: Машиностроение, 1982. – 387 с.
3. БЕЛКИН, И. М. *Справочник по допускам и посадкам для рабочего-машиностроителя.* – М.: Машиностроение, 1985. – 320 с.
4. НОВИКОВ, В. *Технология машиностроения: в 2 ч. — Ч. 1: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / 4-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2014. - 352 с. ISBN 978-5-4468-1526-5*
5. Pascu, C., *Toleranțe și control dimensional.* Editura Universitaria. 2020, 292 p. ISBN: 9786061416172
6. БУРЦЕВ, В. М., ВАСИЛЬЕВ, А. С., ДАЛЬСКИЙ, А. М. и др. *Технология машиностроения: В 2 т. Т.1. Основы технологии машиностроения: Учеб. для вузов / Под ред. ДАЛЬСКОГО, А. М. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, Н. Э., 2001. – 564 с.*
7. ЯКУШЕВ, А. И., ВОРОНЦОВ, Л. Н., ФЕДОТОВ, Н. М. *Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. для вузов / – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.*
8. МЯГКОВ, В. Д., ПАЛЕЙ, М. А., РОМАНОВ, А. Б., БРАГИНСКИЙ, В. А. *Допуски и посадки: Справ. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. – Ч. 2. – 448 с.*
9. ДУНАЕВ, П. Ф., ЛЕЛИКОВ, О. П. *Расчет допусков размеров.* – М.: Машиностроение, 1992.– 240 с.
10. ИВАЩЕНКО, И. А. *Технологические размерные расчеты и способы их автоматизации.* – М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.
11. DULGHERU, V., BOSTAN, I., BODNARIUC, I. *Mecanică Fină și Mecatronică.* Chișinău S. n., 2022 (F.E.-P. „Tipografia Centrală”) - ISBN 978-5-88554-127-5.
12. ASCHENBRENNER, A., SCHLEICH, B., WARTZACK, S. *An overview and classification of tolerance compensation methods.* In: Proceedings of the 22nd International Conference on Engineering Design (ICED19), Delft, The Netherlands, 2019, pp. 3471-3480. DOI:10.1017/dsi.2019.354

13. HELING, B., ASCHENBRENNER, A., WALTER, M.S.J., WARTZACK, S. On connected tolerances in statistical cost-optimization of assemblies with interrelated dimension chains. *Procedia CIRP*, 2016, vol. 43, pp. 262–272. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.02.031>.
14. STRONCEA, A. *Improving the designing of mechanical technologies through optimized dimensional structures*. *Journal of Engineering Science*, 2023, No 30 (1), pp. 8-21. [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30\(1\).01](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(1).01).
15. КАЛАЧЕВ, О. Н. *Интерактивное моделирование размерных изменений заготовки при проектировании технологического процесса механической обработки // Информационные технологии*. – 2001. – №2. – С. 10–14.
16. МАСЯГИН, В. Б., КЛИНЫШКОВА, А. С. *Автоматизация размерного анализа осесимметричных конструкций // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической и авиационной техники: Матер. III регион. науч. конф., посвящ. памяти главного конструктора ПО "Полет"*. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – С. 227–231.
17. МАСЯГИН, В. Б. *Метод расчета линейных технологических размеров на основе матричного представления графа / Технология машиностроения*. – 2004. – № 2. – С. 35–40.
18. МАСЯГИН, В. Б. *Преобразование теоретических параметров ребер осесимметричных деталей и заготовок при измерениях, выверке и сборке*. – М.: МВТУ им., 1988. – 24 с. Деп. в ВНИИТЭМР 17.06.88, № 223–мш.88 (рус).
19. МАСЯГИН, В. Б. *Применение геометрической модели детали и модели технологического процесса при расчете технологических размеров*. *Динамика систем, механизмов и машин: Матер. IV международ. науч.-техн. конф., посвящ. 60-летию ОмГТУ*. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – С. 84–87.
20. DIETA, A., COUELLAN, N., GENDRE, X., MARTIN, J., NAVARRO, J. *A statistical approach for tolerancing from design stage to measurements analysis*. In: *Proceedings of the 16th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing - CIRP CAT 2020*, 2020, vol. 92, pp. 33–38. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.05.171>
21. TOCA, A., STRONCEA, A., STINGACI, I., RUSICA I. *Synthesis of optimal dimensional structure of the technological processes of machining*. In: *Proceedings ModTech 2018*. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 400, 2018, 022054. DOI:10.1088/1757-899X/400/2/022054

22. МАСЯГИН, В. Б. *Формирование изображений геометрических моделей деталей, заготовок, операционных эскизов и сборочных единиц с помощью ЭВМ.* Механика процессов и машин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2000. – С.192–196.
23. МАСЯГИН, В. Б., ВЫГОВСКИЙ, В. Ф. *Размерный анализ конструкции машины (при осесимметричной форме деталей) и технологии ее изготовления.* Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 3. – С.102–106.
24. МАСЯГИН, В. Б., ВЫГОВСКИЙ, В. Ф. *Структурное изображение конструкции машины (при осесимметричной форме деталей) и технологии ее изготовления // Известия вузов. Машиностроение.* – 1988. – № 1. – С.146–148.
25. MALEA, S.I., NITU, E.L. *Optimization of the technological process and equipment of complex profiled parts.* In: IOP Publishing ModTech 2020, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 916, 2020, pp. 1-12. DOI:10.1088/1757-899X/916/1/012058
26. АНУХИН, В. *Допуски и посадки. Учебное пособие.* 4-е изд. - СПб.: Питер, 2008. - 207 с. ISBN 978-5-91180-331-5.
27. МАСЯГИН, В. Б., ГОЛОВЧЕНКО, С. Г. *Определение расстояний между поверхностями детали по линейным конструкторским размерам с применением ЭВМ // Омский научный вестник.* – 2003. – №3. – С. 75–78.
28. МАСЯГИН, В. Б., ГОЛОВЧЕНКО, С. Г., БЕККЕР А. *Расчет линейных, диаметральных и радиальных технологических размеров с применением программ «DIAMOND» и «RADIAL» // Анализ и синтез механических систем: Сб. науч. трудов; под ред. В.В. Евстифеева.* – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – С. 13–23.
29. МЕРКУРЬЕВ, И. А., РАХИМОВ, Э. Г., СОЛОВЬЕВ, В. И. *Теория и практика расчета операционных размеров и допусков при проектировании технологических процессов механической обработки: Учеб. пособие.* – Уфа, УАИ им. Орджоникидзе, 1970. – 140 с.
30. МОРДВИНОВ, Б. С. *Исследование геометрических структур с применением методов теории графов // Известия вузов. Машиностроение.* – 1965. – № 3. – С. 111–118.
31. МОРДВИНОВ, Б. С. *Расчет диаметральных технологических размеров при сложной установке заготовок: Метод. указания.* – Омск: Изд. ОмПИ, 1990. – 31 с.
32. VEREZOVSKII, I. N. *Machine parts. Handbook for Industrial Colleges /Organe de maşini, Manual pentrucolegii industriale.* Sub red. BORODIN N. A., –М. Maşinostroenie. -1983.
33. БОНДАРЕНКО, С. Г., ЧЕРЕДНИКОВ, О. Н., ГУБИЙ, В. П., ИГНАТЦЕВ, Т. М. *Размерный анализ конструкций: Справ. /,* Под общ. ред. канд. техн. наук БОНДАРЕНКО, С. Г. – Киев: Тэхника, 1989. – 150 с.

34. МАТВЕЕВ, В. В., ТВЕРСКОЙ, М. М., БОЙКОВ, Ф. И. и др. – *Размерный анализ технологических процессов* М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
35. АВЕРЧЕНКОВ, В. И., ГОРЛЕНКО, О. А., ИЛЬИЦКИЙ, В. Б., СУСЛОВ, А. Г., ЧИСТОВ, В. Ф., ЧИСТОПЬЯН, А. Ф., ЯСТРЕБОВА, Н. А. *Сборник задач и упражнений по технологии машиностроения: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по спец. «Технология машиностроения», «Металлорежущие станки и инструменты».* Под общ. ред. ГОРЛЕНКО, О. А.– М.: Машиностроение, 1988. – 192 с.
36. SAIDOVA, M., SHUKUROVA, M. *Optimization of the technological process and selection of the optimality criteria.* Texas Journal of Engineering and Technology, 2022, vol. 8, pp. 58–61. ISSN 2770–4491.
37. ZUBAIR, A.F. et al. *Graph based method for lathe machining part model.* In: Proceeding ICI_ME 2020, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1003, 2020, 012142, p. 6. DOI: 10.1088/1757-899X/1003/1/012142
38. ГАЛКИН, М. *Практика технологического размерного анализа: учебно-методическое пособие.* Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2016.— 107,[1] с. ISBN 978-5-7996-1783-7
39. URINOV, N.F. SAIDOVA, M.H. YULDOSHEV, M.N. *Analysis of types of optimizations of technological processes of manufacture of parts.* International Journal on Human Computing Studies, 2021, vol. 03, issue 8, pp. 22-26. e-ISSN: 2615-8159.
40. ТОСА, А., STRONCEA, А., STINGACI, I., RUSICA, I. *The optimal dimensional design of machining technologies.* In: Proceedings IManE&E 2018, MATEC Web of Conferences 178, 01005, 2018, p. 6. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817801005>
41. МАШШИД, R., MANSOURVAR, Z., HANSEN, H.N. *Tolerance analysis in manufacturing using process capability ratio with measurement uncertainty.* Precision Engineering, 2018, Vol. 52, pp. 201-210. ISSN: 1873-2372.
42. FRĂȚILĂ, D. *Bazele fabricației.* Editura UTPRESS. Cluj-Napoca, 2019. 142 p, ISBN 978-606-737-351-6.
43. МАСЯГИН, В. Б. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008610111. *Размерный анализ осесимметричных конструкций «UNION».* Роспатент, – М., 2008.
44. МАСЯГИН, В. Б. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008614062. *Размерный анализ технологических процессов осесимметричных деталей «NORMAL».* Роспатент, – М., 2008.

45. МАСЯГИН, В. Б. *Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2004612665. Расчет линейных технологических размеров и допусков «DIAMOND»* // Роспатент, – М., 2004.
46. СКВОРЦОВ, А. В. *Автоматизированная система комплексного размерного анализа в среде CALS/ИПТ-технологий*. Вестник машиностроения. – 2007. – №5. – С. 36–42.
47. СМЕТАНИН, Ю. М., ТРУХАЧЕВ, А. В. *Методические указания для проведения размерного анализа техпроцессов с использованием графов*. – Устинов: Устиновский механический институт, 1987. – 43 с.
48. СОЛОНИН, И. С., СОЛОНИН, С. И. *Расчет сборочных и технологических размерных цепей*. – М.: Машиностроение, 1980. – 110 с.
49. KUMAR, M.S., KANNAN, S.M., JAYABALAN, V. *Construction of closed-form equations and graphical representation for optimal tolerance allocation*. International Journal of Production Research, 2007, vol. 45, issue 6, pp. 1449–1468.
50. ТОСА, А., STINGACI, I., RUSICA, I. *The dimensional design of machining technologies*. In: Proceedings IManEE 2016. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2016, 161, 012034, pp. 6. DOI:10.1088/1757- 899X/161/1/012034.
51. ХАРМАЦ, И. *КОМПАС-АВТОПРОЕКТ: Точный контроль над технологической информацией. Новые модули и новые возможности системы*. САПР и графика. – 2004. – Июнь. – С. 17–19.
52. МОРДВИНОВ, Б. С. *Оптимизация допусков на технологические размеры* Текст.: сборник трудов механико-технологического факультета / МОРДВИНОВ, Б. С. - Омск.: ОмПИ, 1972.
53. ИВАЩЕНКО, И. А. *Технологические размерные расчеты и способы их автоматизации* Текст. Иващенко, И. А. -М.: Машиностроение, 1975.
54. HALLMANN, M., SCHLEICH, B., WARTZACK, S. *From tolerance allocation to tolerance-cost optimization: a comprehensive literature review*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2020, vol. 107, pp. 4859–4912. <https://doi.org/10.1007/s00170-020-05254-5>.
55. GONZÁLEZ CONTRERAS, F. *Maximization of process tolerances using an analysis of setup capability*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, vol. 67, pp. 2171–2181. DOI: 10.1007/s00170-012-4638-6.
56. TYNES, J. *Introduction to Tolerance Analysis for Mechanical Engineers*. 2012. ISBN-1482350254
57. FISCHER, B.R. *Mechanical Tolerance Stackup and Analysis*. 2011. ISBN-1439815720

58. DIET, N. A., COUELLAN, X., GENDRE, J., MARTIN, A. *Statistical approach for ro-bust tolerance design*. <http://arxiv.org/abs/1912.09365>, 2019.
59. DANTAN, J. Y. *Comparison of Skin Model representations and Tooth Contact Analysis, techniques for Gear tolerance analysis*. Journal of Computing and Information Science in Engineering p. 29, 2014.
60. SCHLEICH, B., WARTZACK, S. *A Quantitative Comparison of Tolerance Analysis Approaches for Rigid Mechanical Assemblies*, Pro-cedia CIRP, Volume 43, 2016, Pages 172-177, ISSN 2212-8271.
61. POLINI, W. *Geometric tolerance analysis*, In: COLOSIMO, B., SENIN, N. (eds.), *Geometric tolerances: Impact on product design, quality inspection and statistical process monitoring*, Vol. 2, Springer, London, United Kingdom, 39-68. 2011. doi: 10.1007/978-1-84996-311-4_2.
62. MORSE, E. P., SHAKARJI, C. M., Srinivasan, V. (2018). *A brief analysis of recent ISO tolerancing standards and their potential impact on digitalization of manufacturing*, Procedia CIRP, Vol. 75, 11-18, doi: 10.1016/j.procir.2018.04.080.
63. ZHU, Z., QIAO, I. *Analysis and control of assembly precision in different assembly sequences*. Procedia CIRP. ELSEVIER, 2016, Vol. 27, pp. 117-123, ISSN: 2212-8271.
64. BARBERO, E. J. *Finite Element Analysis of Composite Materials Using ANSYS®*. Second Edition. USA. Taylor & Francis Group. 2014. 366 p.
65. BOSTAN, I., DULGHERU, V., SOCHIREAN, A., BABAIAN, I. *Antologia invențiilor: transmisii planetare precesionale*. Vol.1. Chișinău: Combinatul Poligrafic, 2011, 593 p. ISBN 978-9975-4100-9-0.
66. DULGHERU, V., BOSTAN, I., BODNARIUC, I., CIOBANU, R., CIOBANU, O., MALCOCI, I., TRIFAN, N., GUȚU, M., RABEL, I., BUGA, A. *Mecanică fină și mecatronică - Volumul 1: Mecanică fină*. Chișinău: S. n., 2022 (F.E.-P. "Tipografia Centrală"), 480 p. ISBN 978-5-88554-128-2.
67. BOSTAN, I., STOICEV, P., BUGA, A., POSTARU, G., TRIFAN, N., PLATON, A. *Theoretical contributions on the selection of possible tribological couples of materials for the manufacture of precessional transmissions*. În: Journal of Engineering Science, Vol. XXIX, no. 1 (2022) pp. 23-47, Technical University of Moldova (Publishing house) „Tehnica UTM” (Printing House) ISSN 2587-3474; eISSN 2587-3482 [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29\(1\).03](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2022.29(1).03)
68. BOSTAN, I., DULGHERU, V., ș.a. *Antologia Invențiilor. Transmisii Planetare Precesionale*. Vol.1. Chișinău, S.n. (Combinatul poligrafic), 2011, 593p.

69. BOSTAN, I., DULGHERU, V., GRIGORAȘ, Ș. *Transmisii planetare, precesionale și armonice*. Atlas. Editura Tehnică-București, Editura “Tehnica” UTM., 1997, 200P.
70. BOSTAN, I. *Transmisii precesionale: [în 2 vol.]*. Chișinău: S.n., 2019 Tipogr. BonsOffices SRL, Vol 1: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul. - 2019. - 477 p. – ISBN 978-9975-87-496-0.
71. BOSTAN, I. Volumul 2 - *Transmisii Precesionale: Geometria, Cinematica și Portanța contactului*. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 607 p. ISBN 978-9975-87-980-4.
72. BOSTAN, I. Volumul 1 - *Transmisii Precesionale: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul*. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 459 p. ISBN 978-9975-87-979-8.
73. BOSTAN, I. *Transmisii precesionale: [în 2 vol.]*. Chișinău: S.n., 2019 Tipogr. BonsOffices SRL, Vol 2: *Geometria contactului, Generarea suprafețelor și Aplicații*. - 2019. - 639 p. – ISBN 978-9975-87- 525-7.
74. BOSTAN, I. Volumul 3 - *Transmisii Precesionale: Generarea suprafețelor și Aplicații*. Ch.: Ed. „Bons Offices” SRL, 2022, 531 p. ISBN 978-9975-87-981-1.
75. CHASE, K. W., MAGLEBY, S. P., GAO, J. *Tolerance analysis of 2-D and 3-D mechanical assemblies with small kinematic adjustment*, Advanced Tolerancing Techniques, Vol. 218, 1869-1873. (2004).
76. MAGADUM, R., ALLURKAR, B. S. *A comparative study of fasteners tolerance analysis methods*. International Journal of Scientific & Engineering Research, Vol. 6, No. 6, 700-705. 2015.
77. GIORDANO, M., SAMPER, S., PAIREL, E. *Tolerance Analysis and Synthesis, Method of Domains*. in: *Geom. Toler. Prod.*, ISBN 978-1-84821-118-6, Iste-Wiley, 2010: pp. 152–181.
78. GLANCY, C., STODDARD, J., LAW, M. *Automating the Tolerancing Process*. In *Dimensioning and Tolerancing Handbook*; McGraw-Hill Education: New York, NY, USA, 1999.

Materialele conferințelor

79. LEALIN, S. *Stress Analysis, Frame Analysis and Calculation of Metal Structures in Inventor Software*. November 2015. Vol. 809, pp. 871-877, 2015. IManEE 2015.
80. LEALIN, S. *Design optimization of the satellite in precessional transmission*. IManEE 2018. MATEC Web of Conferences 178, 05008, IMAAnEE 2018.
81. BOSTAN, I., DULGHERU, V., GRIGORAȘ, Ș. *Transmisii planetare, precesionale și armonice*. Atlas. Chișinău - București: Tehnică, 1997. 200 p. ISBN 9975-910-20-3

82. MAZURU, S., VACULENCO, M., BOSTAN, I., **LEALIN, S.**, SCATICAILOV, S. *Roată satelit*. Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO. Cluj Napoca, Romania. Volumes 423. March 2019. ISBN 978-606-737-356-1.
83. **LEALIN, S.** *Optimization cost and quality in manufacturing process using tolerance analysis*. TEHNOMUS 2021. (P - ISSN-1224-029X, E - ISSN-2247-6016). Volumes 137, Pages 74-78. November 2021. Suceava, Romania.
84. BOSTAN, I., MAZURU, S., CASIAN, M., **LEALIN, S.**, SCATICAILOV, S. *Wheel-satellite*. Proceedings of the 12 th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation, Romania 2020.
85. PLATON, A., MAZURU, A., **LEALIN, S.** *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic*. Innovation and Creative Education Fair for Youth ICE-USV. July 2022. Suceava, Romania. <http://cris.utm.md/handle/5014/1383>
86. JEANG, A., CHANG, C.L. “*Concurrent optimisation of parameter and tolerance design via computer simulation and statistical method*”, Int. J. of Adv. Manuf. Tech., Vol. 19, pp. 432-41. 2002.
87. DANTAN, J. Y., GAYTON, N., DUMAS, A., ETIENNE, A., QURESHI, A.J. *Mathematical issues in mechanical tolerance analysis*. In: Proceedings of the 13th Colloque National AIP PRIMECA. 2012.
88. **LEALIN, S.** *Comparison and evaluation of classical methods of dimensional chains theory and their modern analogues*. Journal of Engineering Science, 2023, no. 4 (2023) (ISSN 2587-3474, E-ISSN 2587-3482), pp. 20-30. [https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30\(4\).02](https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(4).02), Cat. B+
89. ISLAM, M. N. *Functional dimensioning and tolerancing software for concurrent engineering applications*. Computers in Industry 54, pp 169–190. 2004.
90. SHEN, Z., SHAH, J. J., DAVIDSON, J. K. *Automatic generation of min/max tolerance charts for tolerance analysis from CAD models*. International Journal of Computer Integrated Manufacturing 21 (8), pp. 869-884. 2008.
91. SINGH, P., JAIN, S. C., JAIN, P. K. *Advanced Optimal Tolerance Design of Mechanical Assemblies with Interrelated Dimension Chains and Process Precision Limits*. Computers in Industry, Volume 56, pp. 179–194. 2005.
92. SCHLEICH, B. *A Comprehensive Framework for Skin Model Simulation*. Proceedings of the ASME 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Nantes, France. 2012.
93. BHARAT GUPTA, A., “*Contact Stress Analysis of Spur Gear*”. Int. J. Eng. Res. Technol., 2012.

94. HASSAN, A. R., “*Contact stress analysis of spur gear teeth pair*”. World Acad. Sci. Eng. Technol., 2009.
95. LIN, G., PANG, L., HU, Z., ZHANG, Y. *Improving accuracy and efficiency of stress analysis using scaled boundary finite elements*. Engineering Analysis with Boundary Elements, 67, pp. 26–42. (2016).
96. NAVAS, HELENA, V. G. *Monte Carlo Model Applied to Tolerance Analysis of Mechanical Assembly Sets*. American Journal of Mechanical Engineering and Automation. 2015, Vol. 2, 5, pg. 55-58, ISSN 2381-6198.
97. HAHBOUNI, M., BOUTAHARI, S., AMEGOUZ, D. *Influence of form deviations on the tolerance analysis*. International Journal of Engineering & Technology. Science Publishing Corporation, 2014, Vol. 3, 3, pp. 343-349, ISSN: 2227-524X
98. OZTURC, E. *Finite-element modelling of two-disc shrink fit assembly and an evaluation of material pairs of discs*. J. Mechanical Engineering Science. Institution of Mechanical Engineers, Vol. 225 Part C, pp. 263-273, ISSN:0022-2542.
99. LORENZONI, A., TIELEMANN, C., SAUER, A. *Reducing manufacturing costs: the dynamic tolerance system*. Cogent Engineering. 2019, Vol. 6, pp. 1-17, ISSN: 2331-1916
100. HUEI-HUANG, L. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 12*, Schroff Development Corporation, Taiwan, 2010. 589 p.
101. BOSTAN, I., DULGHERU, V.; BOSTAN, V. *Analytic description of teeth profile of gears with rollers ab and justification of precessional gear parameter selection*. Journal of Engineering Sciences and Innovation (JESI), Technical Sciences Academy of Romania Journal, Volume 5, Issue 1, 2020, Pp. 1-8, ISSN 2601-6699, DOAJ, EBSCO, Creative Commons Attribution 4.0 International License.
102. BOSTAN, I., DULGHERU, V., MALCOCI, I. *Some aspects regarding planetary precessional transmissions dynamics*. In: the 5 th International conference on computing and solutions in manufacturing engineering - CoSME'20. 7-10.10.2020. IOP Conference Series: Materials science and Engineering. vol. 517. Pp. 46-54. DOI:10.1088/ISSN.1757-899X. ISSN: 1757-8981. Thomson Reuters, Web of Science), Scopus, Compendex, Inspec
103. BOSTAN, I., BOSTAN, V., VACULENCO, M., BODNARIUC, I., DULGHERU, V., MAZURU, S., ȚOPA, M., CIOBANU, R., CIOBANU, O., TRIFAN, N., MALCOCI, I., VENGER, D., SCATICAILOV, S., ODAINĂI, V., PAVELCO, V., BREGNOVA, MUNTEAN, V. *Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with „conforming” contact of the teeth*. European Exhibition of Creativity and Innovation EUROINVENT 2022, The XIVth Edition, Iași, România, 26-27 mai

104. BOSTAN, I., DULGHERU, V. *Nonstandard teeth profile description and justification of precessional gear parameters selection*. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 8-9 noiembrie 2018, Brasov. Bristol, UK: Institute of Physics Publishing, 2019, Vol.514, Issue 1, pp. 1-5. ISSN 17578981. DOI: 10.1088/1757-899X/514/1/012025
105. BOSTAN, I., DULGHERU, V., TRIFAN, N. *Generation of the teeth precessional gears by plastic deformation*. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 7-8 iunie 2018, Iași. Bristol, UK: Institute of Physics Publishing, 2018, Vol. 444, Issue 2, pp. 1-6. ISSN 17578981. DOI: 10.1088/1757-899X/444/2/022001
106. LEALIN, S. *Numerical calculation of multipair convex-concave precession gears*. IManEE 2023. 05008 (2023), IManE&E 2023.

Un site web

107. AUTODESK INVENTOR. *Inventor Tolerance Analysis*. [Inventor Tolerance Analysis - Overview Video - YouTube](#). Nov. 13, 2018.
108. AUTODESK INVENTOR. *Inventor Tolerance Stack-Up*. [Autodesk Inventor Tolerance Analysis Stack-up Tutorial Lesson for Beginners: Introduction Basics - YouTube](#). Jul. 6, 2019.
109. AUTODESK INVENTOR. *Linear Stress Analysis*. [Inventor 101: Linear Stress Analysis - YouTube](#). Jul. 23, 2018.
110. AUTODESK INVENTOR. *Product Simulation with Inventor Nastran: Contact Types*. [Product Simulation with Inventor Nastran: Contact Types - YouTube](#). Feb. 6, 2020.
111. ANSYS. Modeling and Meshing Guide <http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>
112. ANSYS. CFX-Solver Theory Guide <http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>
113. ANSYS. Structural Analysis Guide <http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>

Programe de calculator

114. BARARI, A. *Tolerance allocation based on the minimum deformation zone of finite element structural frame analysis*. Computer-Aided Design and Applications, 10(4), 629-641. (2013).
115. DANTAN, J.Y., QURESHI, A.J. *Worst-case and statistical tolerance analysis based on quantified constraint satisfaction problems*. Comput. -Aided Des. 2009; 41(1): 1-12.
116. HWANG, S. C., LEE, J. H., LEE, D. H., HAN, S. H., LEE, K. H., “*Contact stress analysis for a pair of mating gears*” Math. Comput. Model., 2013.

Publicații oficiale

117. ISO 1101:2017, *Geometrical product specifications (GPS) — Geometrical tolerancing — Tolerances of form, orientation, location and run-out*, ISO/TC 213 - International Organization for Standardization, 2017.
118. INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDISATION (2011). ISO 8015-2011 – *Geometrical product specifications (GPS) – Fundamentals – Concepts, principles and rules*, ISO, Geneva, Switzerland.
119. ISO/IEC/IEEE. ISO/IEC/IEEE. *International Standard—Floating-Point Arithmetic*. ISO/IEC 60559:2020(E) IEEE Std 754-2019.2020; pp. 1–86. Available online: [60559-2020 - ISO/IEC/IEEE International Standard - Floating-point arithmetic | IEEE Standard | IEEE Xplore](https://www.iso.org/obp/ui/#iso:code:38100:60559:2020).

Brevete de invenție

120. BOSTAN, I., MAZURU, S., TOCA, A., CASIAN, M., **LEALIN, S.**, STÎNGACI, I., PETCO, A. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic*. Int. Cl.: F16B 21/02 (2006.01). Brevet de invenție de scurta durata Nr.1217. BOPI nr.12/2017.
121. BOSTAN, I., MAZURU, S., CASIAN, Maxim., **LEALIN, S.**, SCATICAILOV, S. *Roată-satelit*. Int. Cl.: F16H 55/17 (2006.01). Brevet de invenție de scurta durata Nr.4731. BOPI nr. 3/2019.
122. BOSTAN, I., DULGHERU, V., SOCHIREANU, A. *Transmisie planetară precesională*. Brevet nr. 2821 (MD). U.T.M. I.cl.: F 16 H 1/ 32. Publ. BOPI - 2005. – Nr.7.
123. BOSTAN, V., BOSTAN, I., MAZURU, S., VACULENCO, M., **LEALIN, S.**, BREGNOVA, A. *Transmisie planetară precesională*. Cerere de brevet de invenție. Nr. intrare: 7151. Data intrare: 2023.02.24.

ANEXA 1



Fig. A1.1. Brevet de invenție de scurta durata Nr.1217



REPUBLICA MOLDOVA

Agenția de Stat pentru
Proprietatea Intelectuală

BREVET DE INVENȚIE

Nr. 4731

Eliberat în temeiul Legii nr. 50/2008 privind protecția invențiilor

Titlul: Roată-satelit

Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

Data depozit: 2018.09.17

Descrierea invenției, revendicările și desenele constituie parte
integrantă a prezentului brevet de invenție

Director General



CHIȘINĂU

Fig. A1.2. Brevet de invenție de scurta durata Nr.4731



Fig. A1.3. Conferința Internațională “IManEE 2018”



Fig. A1.4. Expoziția internațională: “Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Invenției PRO INVENT”

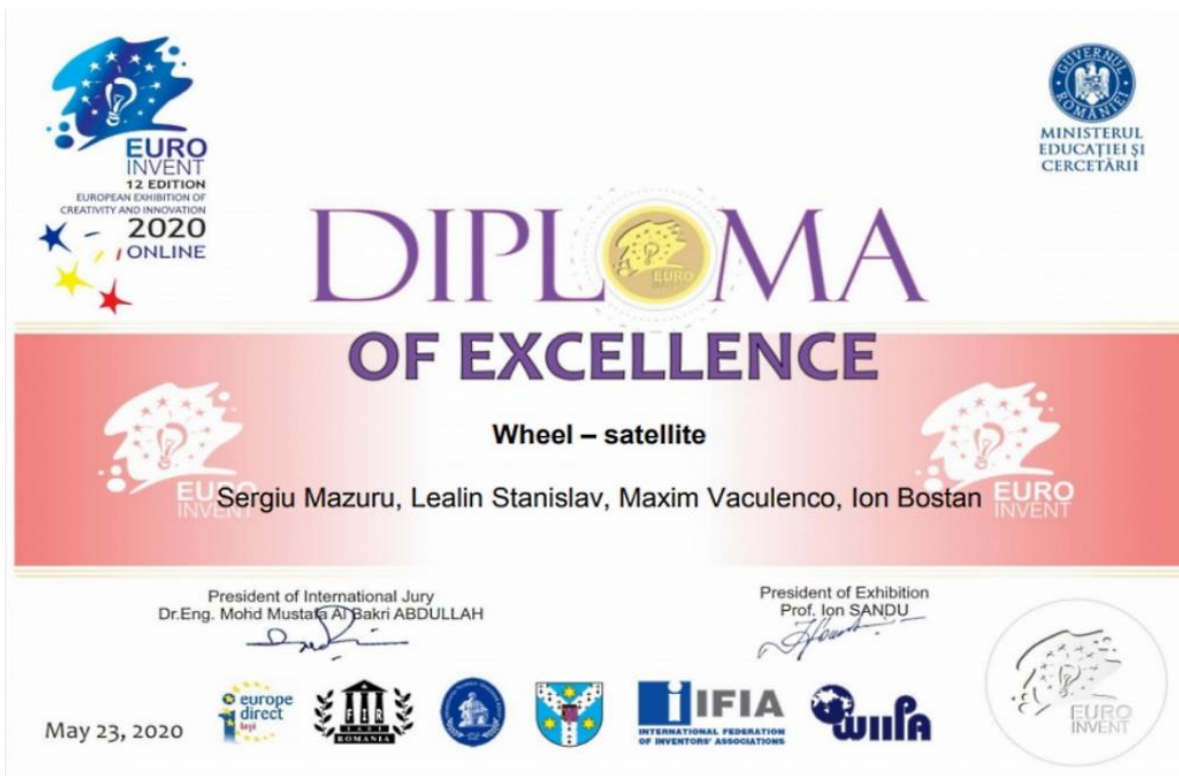



Fig. A1.5. Expoziția internațională: “Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation”



Fig. A1.6. Expoziția internațională: “Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Inventicii PRO INVENT”




21-23 May 2020, Iași - România

12th EUROPEAN EXHIBITION OF CREATIVITY AND INNOVATION

“EUROINVENT”

invention



Technical University of Moldova,
Department of Manufacturing Engineering

WHEEL - SATELLITE

Sergiu Mazuru, *dr. hab., conf. univ.*; Stanislav Lealin *drd*;
Maxim Vaculenco, *dr., conf. univ.*; Ion Bostan, *academician al AȘM, dr. hab., prof. univ.*

Goal: Increased load capacity, increased operating life, noise and vibration reduction, simultaneously reducing the requirements to the precision of execution by ensuring the elastic flexibility of the gearing elements.

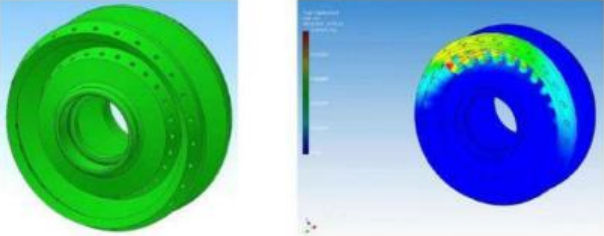
Solution: Precessional gear transmissions.

Advantages:

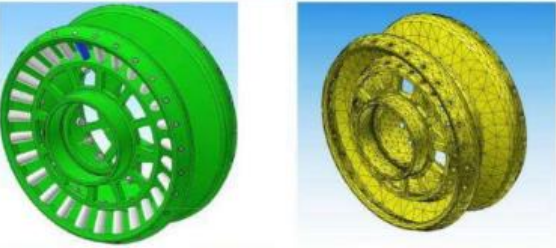
- ✓ High transmission ratio ($i=10...3600$);
- ✓ Increased load-bearing capacity due to the gearing multiplicity;
- ✓ Small dimensions and mass;
- ✓ Exceptional cinematic possibilities.

Stage: Technical project, industrial prototype.

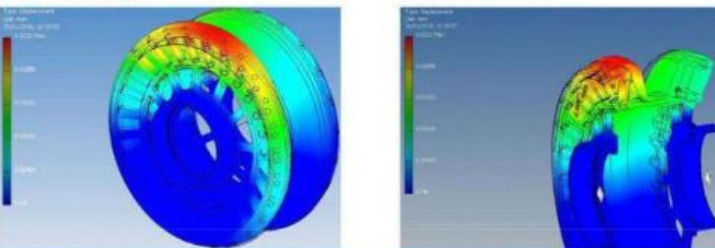
Patent pending
a 2018 0080
from 17.09.2018

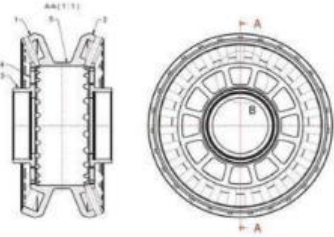



Computerized model of the initial satellite, FEM simulation



Computerized model of the optimized satellite, FEM simulation







UNIVERSITATEA TEHNICĂ
DE ÎNGINERIE A MOLDOVEI

Department of Manufacturing Engineering, TUM
Tel: (+373) 79 00 46 41, e-mail: sergiu.mazuru@tcm.utm.md

Fig. A1.7. Expoziția internațională: “Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation”

Expoziția Internațională Specializată

„INFOINVENT”

Ediția a XVII-a

DIPLOMĂ

MEDALIA DE ARGINT

se acordă

Ion Bostan, Sergiu Mazuru, Alexei Toca,
Maxim Casian, Lealin Stanislav, Andrei Platon, Andrei Petco

pentru

Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic



Eugeniu RUSU,
Președintele
Comitetului organizatoric



Svetlana COJOCARU,
Președintele Juriului

17-20 noiembrie 2021,
Chișinău, Republica Moldova

Fig. A1.8. Expoziția Internațională Specializată „INFOINVENT”



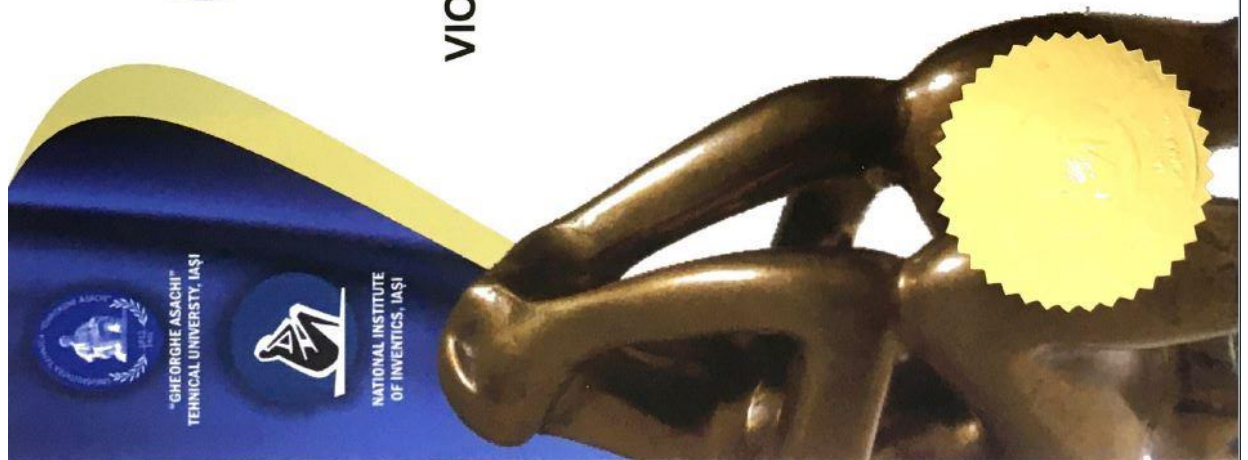
Fig. A1.9. Conferința Internațională IManEE 2018



Fig. A1.10. Revista Tehnomus 2021



Fig. A1.11. Expoziția internațională „PRO BIOM”



Diploma of Honor

GOLD MEDAL

Offered to

**VIREL BOSTAN, ION BOSTAN, SERGIU MAZURU, MAXIM
VACULENCO, STANISLAV LEALIN,
ALINA BREGNOVA, ANDREI PLATON**

Technical University of Moldova,
Department of Manufacturing Engineering

PLANETARY PRECESSIONAL TRANSMISSION

in recognition of high scientific contribution and loyalty to
the XXVII-th INTERNATIONAL EXHIBITION OF INVENTICS

INVENTICA 2023

Iasi, Romania

21-23 June 2023

GENERAL MANAGER
NATIONAL INSTITUTE OF INVENTICS
Prof. Neculai-Eugen SEGHEDEIN PhD

Fig. A1.13. Expoziția internațională “INVENTICA 2023”

APROB

Director

Î.C.S "ISDP" S.R.L.

S. Mocreac

2023



APROB

Proector pentru Cercetare

Universitatea Tehnică a Moldovei

dr.hab., prof.univ. V. Tronciu

2023



ACT

**de primire-predare a documentației tehnice pentru
simularea pieselor componente ale reductorului planetar precesional elaborat în cadrul
tezei de doctorat a doctorandului Lealin Stanislav**

Noi, subsemnații, membri ai comisiei mixte de primire-predare a documentației tehnice formată din reprezentanți ai întreprinderii Î.C.S "ISDP" S.R.L, Republica Moldova, or. Chișinău, str. Independenței 26/3: director Sergiu Mocreac, Designer principal de proiect Danil Platon și reprezentanți ai Universității Tehnice a Moldovei (U.T.M.), adresa db. Ștefan cel Mare, 168: șef departament Ingineria Fabricației dr.hab., conf. univ., Sergiu Mazuru, Acad., dr.hab, prof. univ., Ion Bostan, doctorand, Lealin Stanislav am alcătuit prezentul act, prin care confirmăm că **U.T.M. a transmis, iar Î.C.S "ISDP" S.R.L. a primit:**

1. **Documentația tehnică (DT)** (desenele de lucru în format hârtie – 1 exemplar) a pieselor componente ale reductorului planetar precesional 2K-H.

Comisia mixtă a constatat următoarele:

1. Documentația tehnică elaborată la **U.T.M.** a întrunit cerințele de proiectare conforme cu normele și standardele în vigoare, iar simularea pieselor componente s-a bazat pe rezultatele obținute de **doctorandul Lealin Stanislav** în cadrul tezei de doctor în științe inginerești "Argumentarea preciziei de execuție a ansamblurilor transmisiilor precesionale".
2. Întreprinderea **Î.C.S "ISDP" S.R.L.** în termenii stabiliți asigurând normele de calitate, a simulat piesele ce intră în componența standurilor de încercări a reductoarelor planetare precesionale 2K-H (cinematice și de putere).
3. Rezultatele simulării pieselor la întreprinderea **Î.C.S "ISDP" S.R.L.** au fost transmise la U.T.M. în termenii stabiliți și luate la evidența la Departamentul "Ingineria Fabricației" în conformitate cu legislația în vigoare.

COMISIA MIXTĂ:

Au primit DT Î.C.S "ISDP" S.R.L.

S. Mocreac

D. Platon

Au transmis DT U.T.M.

Acad., dr.hab, prof. univ., Ion Bostan

dr.hab., conf. univ., Sergiu Mazuru

doctorand, Lealin Stanislav

Fig. A1.14. Actul de implementare

ANEXA 2

A2.1. SIMULAREA NUMERICĂ A TENSIUNII ÎN ANGRENAJELE TRANSMISIEI PRECESIONALE DE TIP A^D_{CX-CV} , CU O ROATĂ SATELIT DIN MATERIAL COMPOZIT

A fost elaborată transmisia precesională cu o construcție modernizată a roții-satelit din material compozit (arborele și miezul sunt din metal, iar corpul roții-satelit în sine este din plastic PMMA), cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV} . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil este $T_{4max} = 6 \text{ N}^*\text{m}$.

Tabelele A2.1, A2.3, rezumă proprietățile fizico-mecanice și materialele transmisia precesională. Tabelul A2.2 rezumă, de asemenea, dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare a transmisia precesională sunt prezentate în tabelul A2.4.

Tabelul A2.1. Proprietățile fizice ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19 \text{ mm}$, $i = -164$)

Mass	0.367132 kg
Area	44106.1 mm ²
Volume	54524.8 mm ³
Center of Gravity	x=-4.81633 mm y=-0.0678336 mm z=-0.000256003 mm

Tabelul A2.2. Setările parametrilor elementelor finite ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19 \text{ mm}$, $i = -164$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.3. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roți centrale, roata-satelit) transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19 \text{ mm}$, $i = -164$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

Part Name(s)	3. Roata dințată nemișcată - 1.ipt 4. Satelit-OUT-Der.ipt 3, Roata dințată nemișcată.ipt 6. Arborele manivela.ipt 4. Satelit.ipt	
Name	PMMA Plastic	
General	Mass Density	1.188 g/cm ³
	Yield Strength	48.9 MPa
	Ultimate Tensile Strength	79.8 MPa
Stress	Young's Modulus	2.74 GPa
	Poisson's Ratio	0.355 ul
	Shear Modulus	1.01107 GPa
Part Name(s)	4. Satelit_1.ipt	

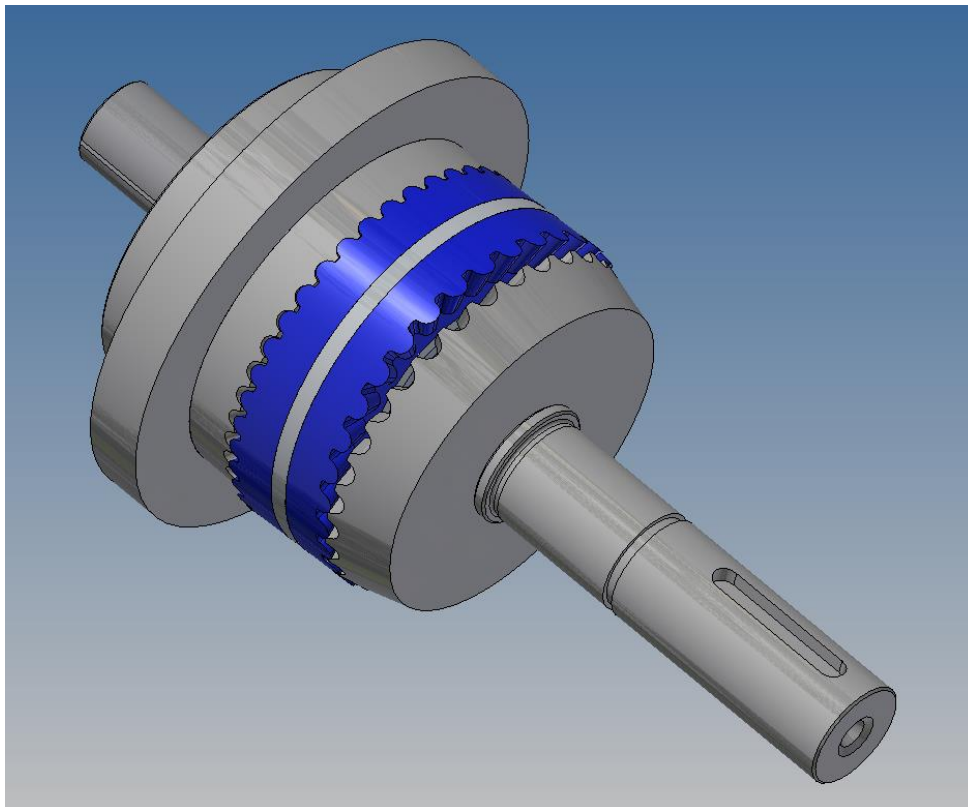


Fig. A2.1. Setările transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

Tabelul A2.4. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40, Z_2 = 41, Z_3 = 33, Z_4 = 32, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,2^\circ, \beta_{(3-4)} = 3,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 19 \text{ mm}, i = -164$)

Name	Minimum	Maximum
Volume	54527.3 mm ³	
Mass	0.366686 kg	
Von Mises Stress	0.000000686666 MPa	200.411 MPa
1st Principal Stress	-16.4285 MPa	162.174 MPa
3rd Principal Stress	-184.145 MPa	16.431 MPa
Displacement	0 mm	0.0259427 mm
Safety Factor	1.37617 ul	15 ul
Stress XX	-60.3782 MPa	60.7946 MPa

Stress XY	-44.1468 MPa	44.497 MPa
Stress XZ	-41.0951 MPa	47.8006 MPa
Stress YY	-155.193 MPa	149.065 MPa
Stress YZ	-90.2888 MPa	69.5692 MPa
Stress ZZ	-106.916 MPa	135.186 MPa
X Displacement	-0.00540539 mm	0.00540587 mm
Y Displacement	-0.0254235 mm	0.0254222 mm
Z Displacement	-0.0246017 mm	0.0258066 mm
Equivalent Strain	0.000000000000305414 ul	0.00719402 ul
1st Principal Strain	-0.00000878885 ul	0.00727629 ul
3rd Principal Strain	-0.00691781 ul	0.00000358591 ul
Strain XX	-0.00367642 ul	0.00284437 ul
Strain XY	-0.00318154 ul	0.00249624 ul
Strain XZ	-0.00533889 ul	0.00180788 ul
Strain YY	-0.00240494 ul	0.00247734 ul
Strain YZ	-0.00252618 ul	0.00365663 ul
Strain ZZ	-0.00423795 ul	0.00528452 ul
Contact Pressure	0 MPa	156.494 MPa
Contact Pressure X	-48.1561 MPa	36.3146 MPa
Contact Pressure Y	-125.268 MPa	111.043 MPa
Contact Pressure Z	-93.6064 MPa	132.107 MPa

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerică:

1. Tensiunea ansamblului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.2)
2. 1-a Tensiune principală a ansamblului transmisiei precesionale (figura A2.3)
3. A 3-ea Tensiune principală a ansamblului transmisiei precesionale (figura A2.4)
4. Deformarea liniară a ansamblului transmisiei precesionale (figura A2.5)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului de precesiune (figura A2.6)
6. Tensiunile de Contact ale ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.7)
7. Tensiunile de contact ale ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.8)
8. Tensiunile de Contact ale ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.9)
9. Deformarea liniară a ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.10)
10. Deformarea liniară a ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (Figura A2.11)
11. Deformarea liniară a ansamblului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.12)
12. Deformarea liniară a ansamblului transmisiei precesionale (figura A2.13)

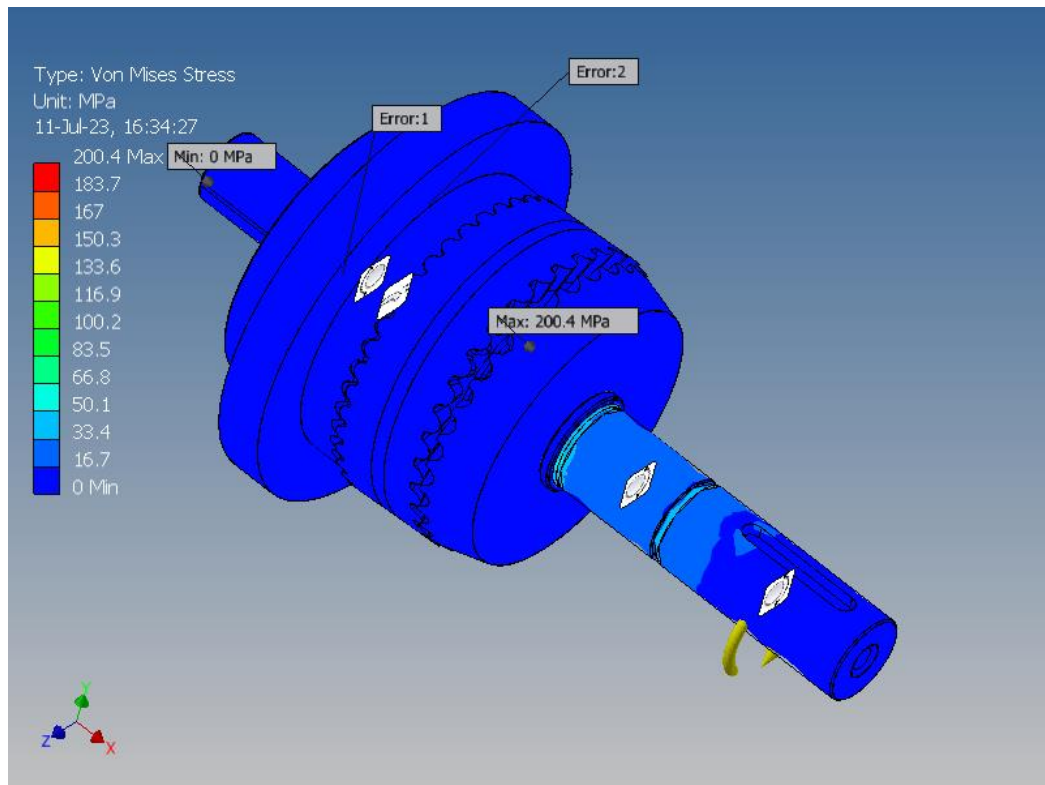


Fig. A2.2. Tensiune echivalentă a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) de Von Mises, MPa

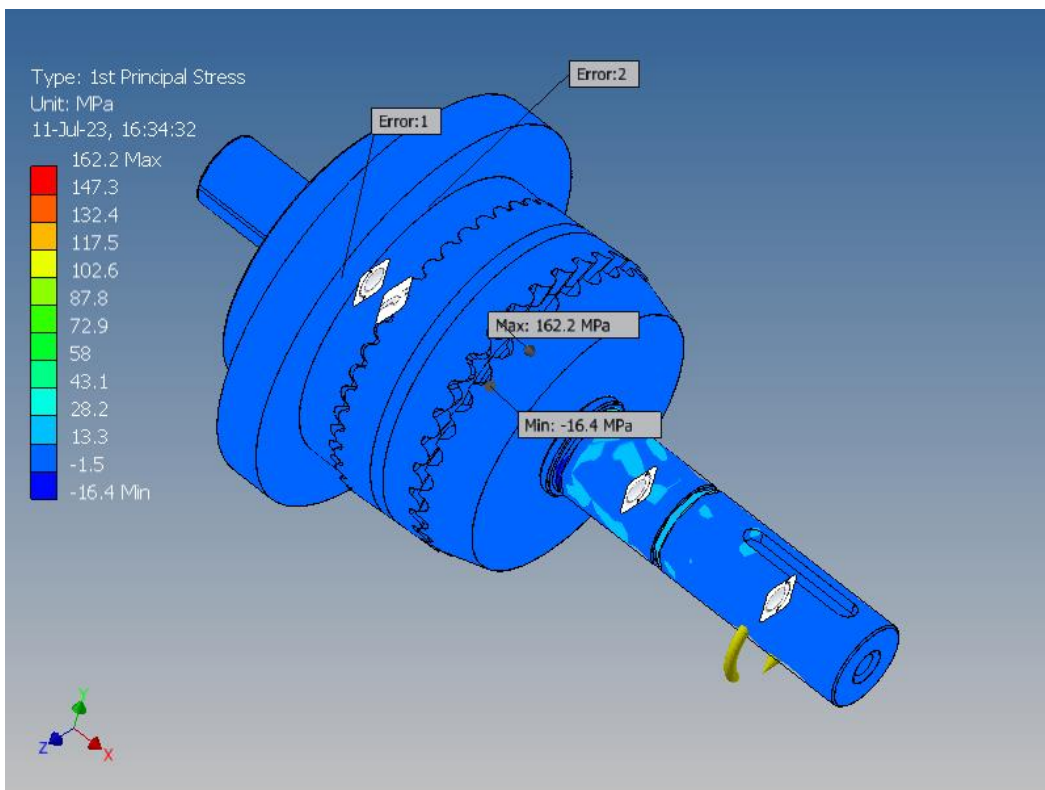


Fig. A2.3. 1-a tensiune de bază a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), MPa

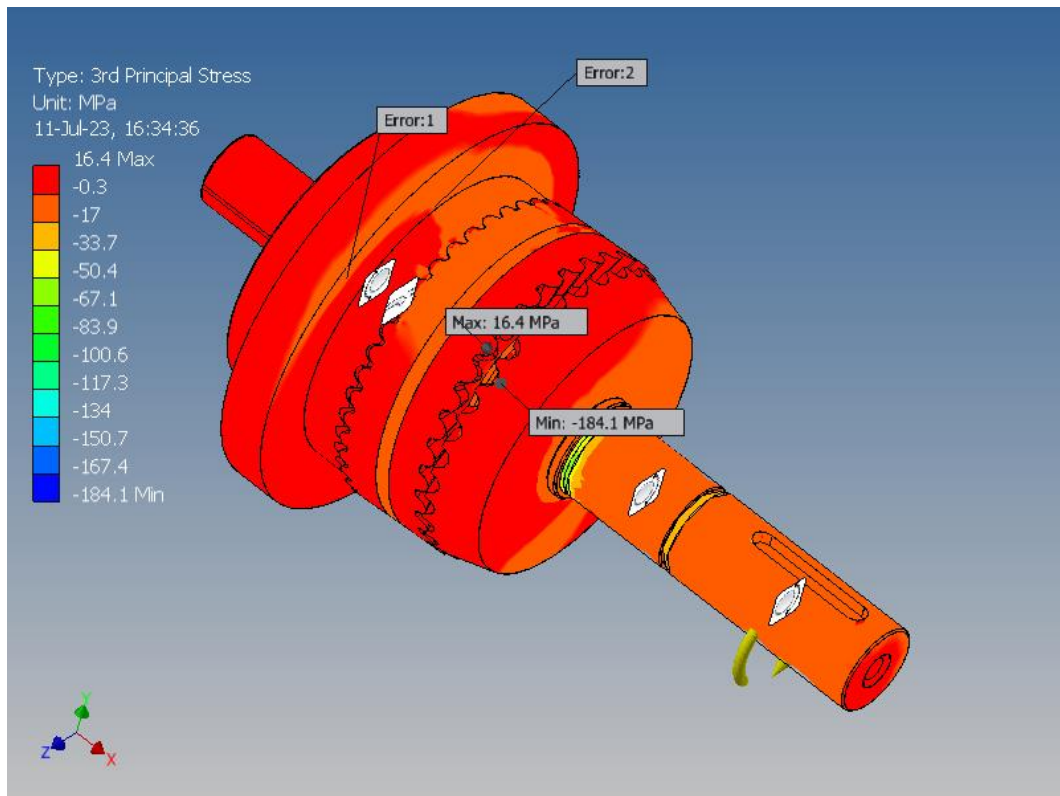


Fig. A2.4. A 3-ea tensiune de bază a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), MPa

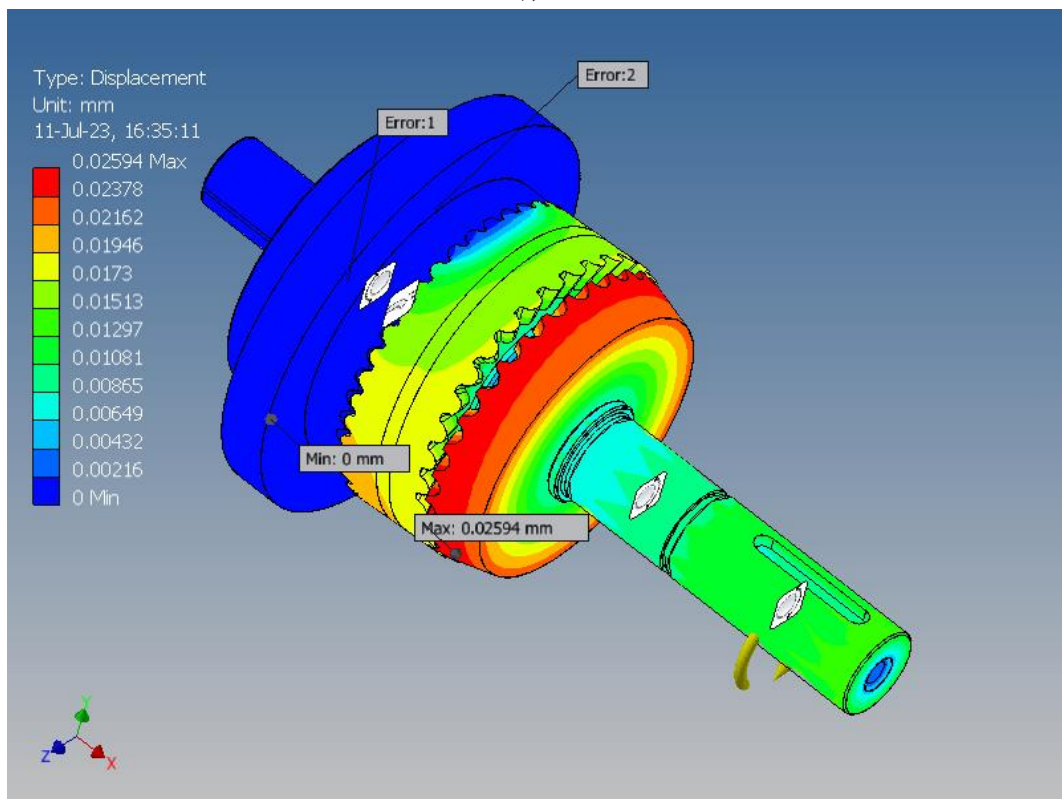


Fig. A2.5. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), mm

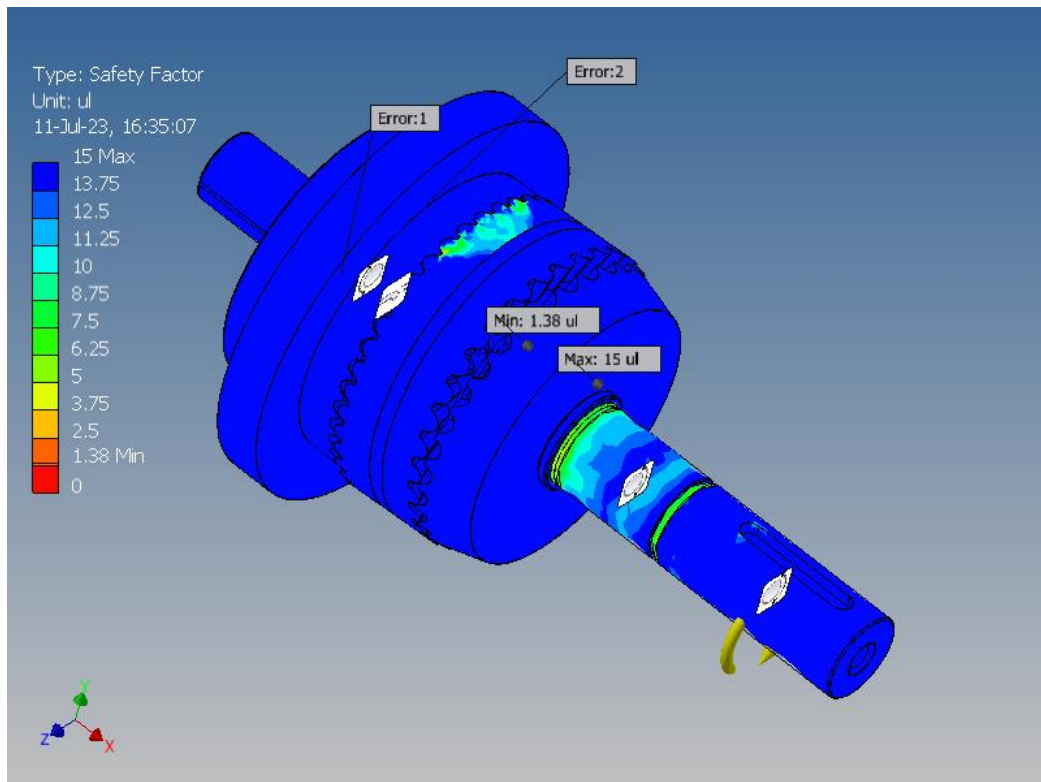


Fig. A2.6. Coeficient de siguranță al transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$)

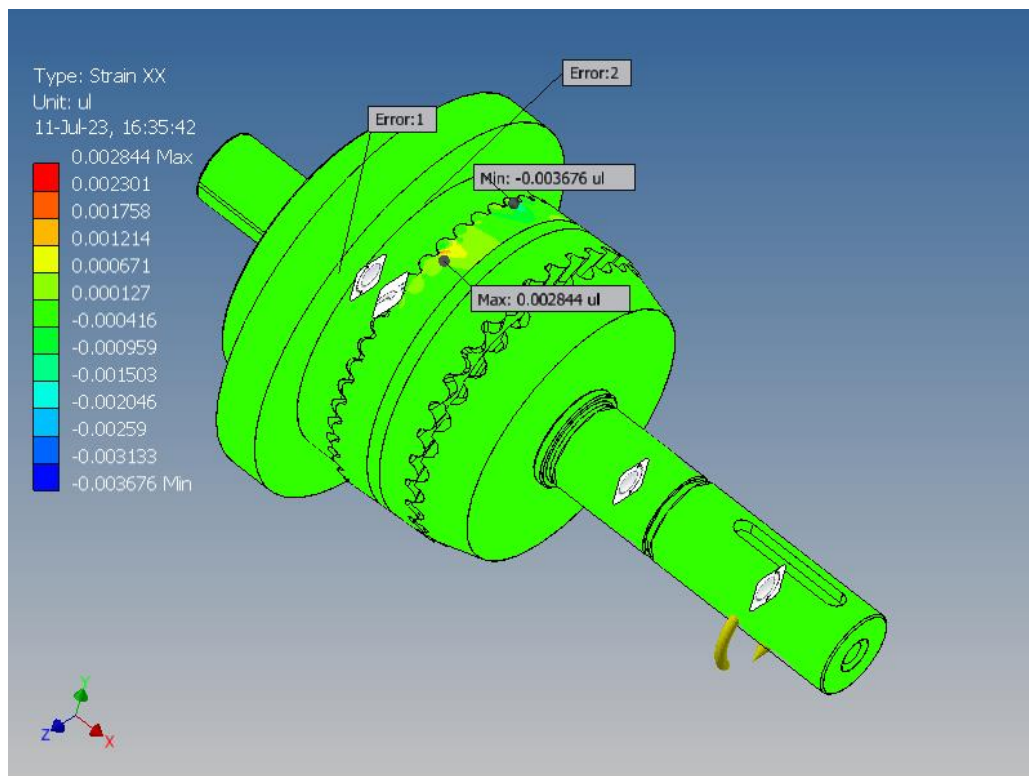


Fig. A2.7. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenaj de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XX, MPa

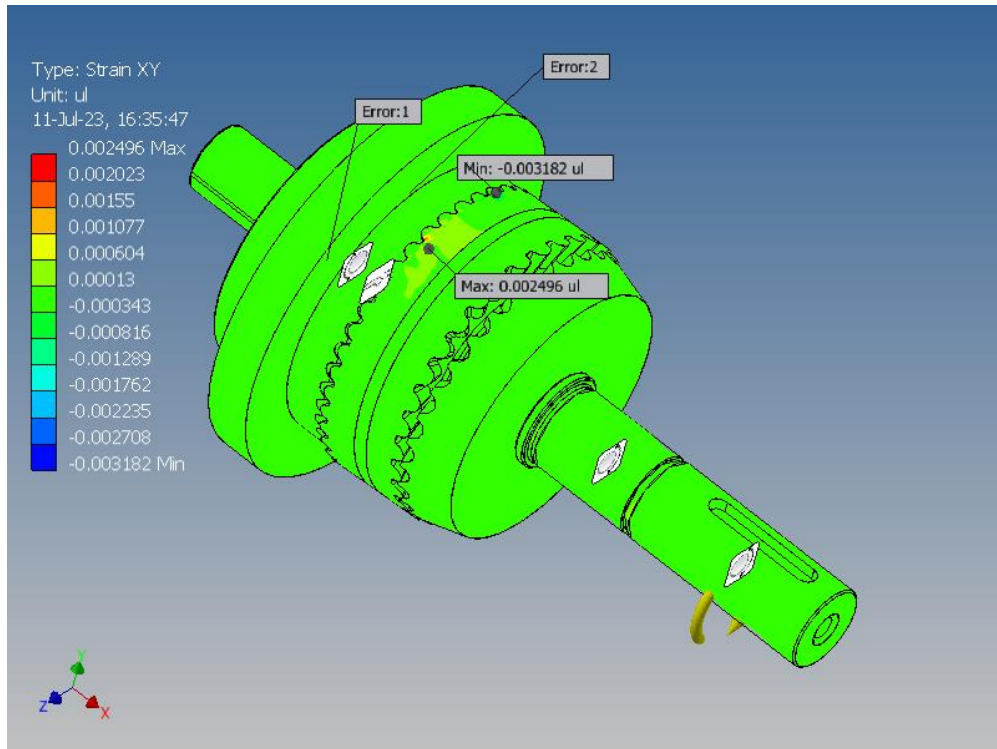


Fig. A2.8. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XY, MPa

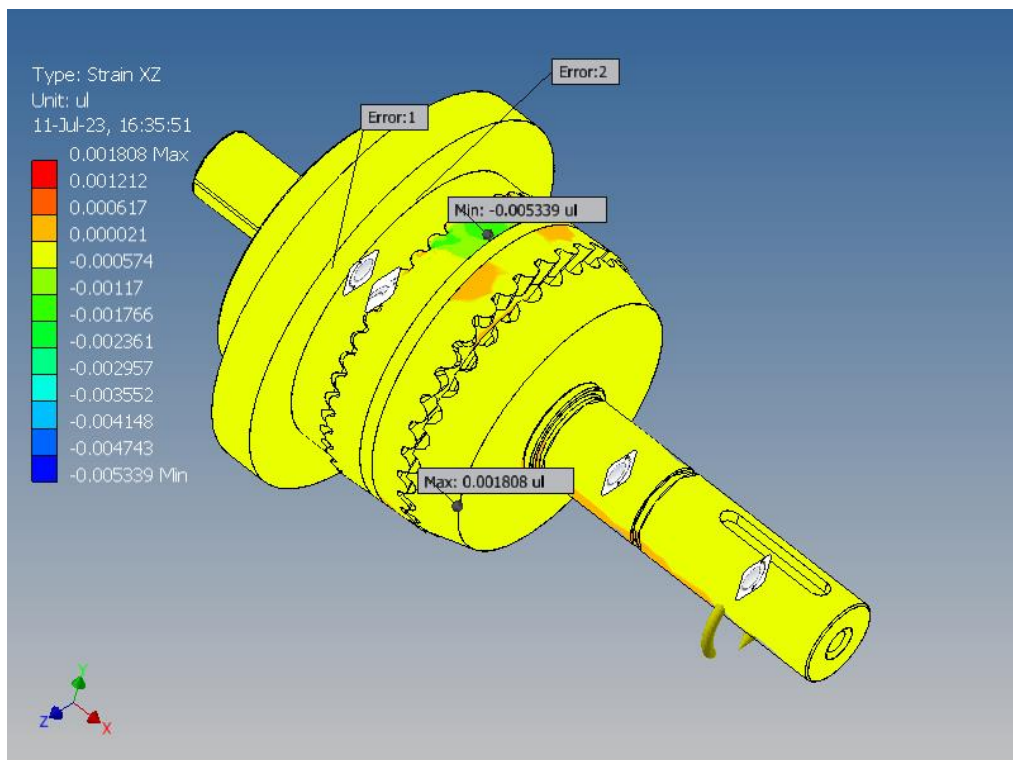


Fig. A2.9. Tensiuni de contact ale transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\Theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa XZ, MPa

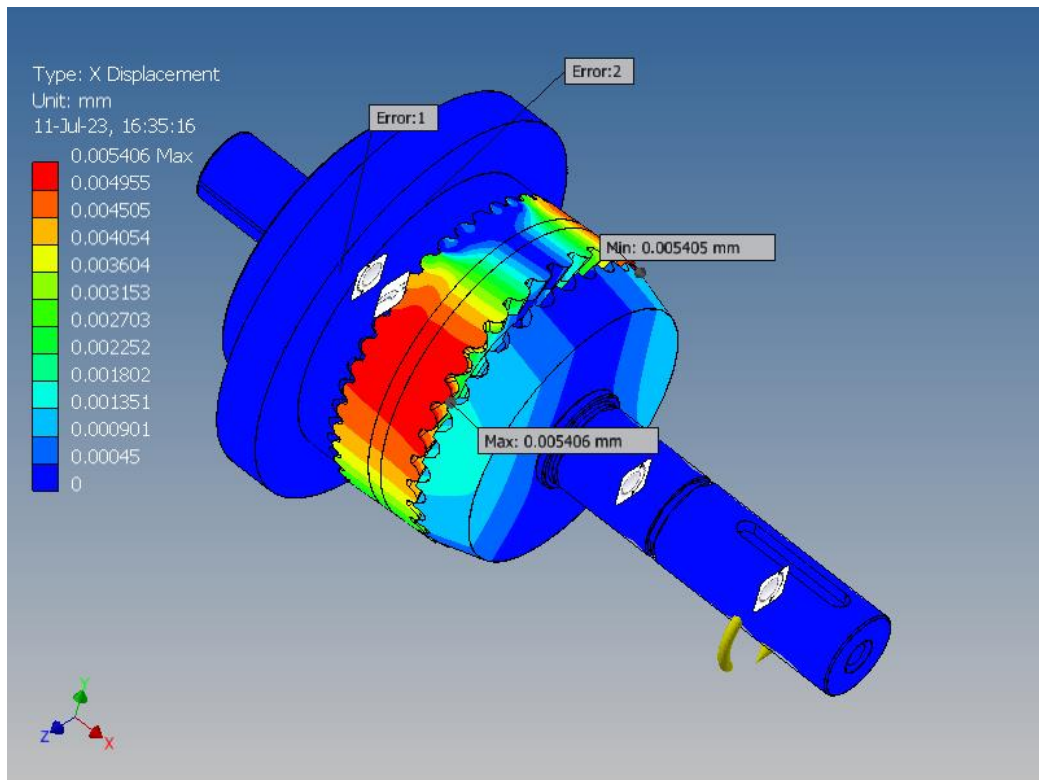


Fig. A2.10. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 15^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm) pe axa X, mm

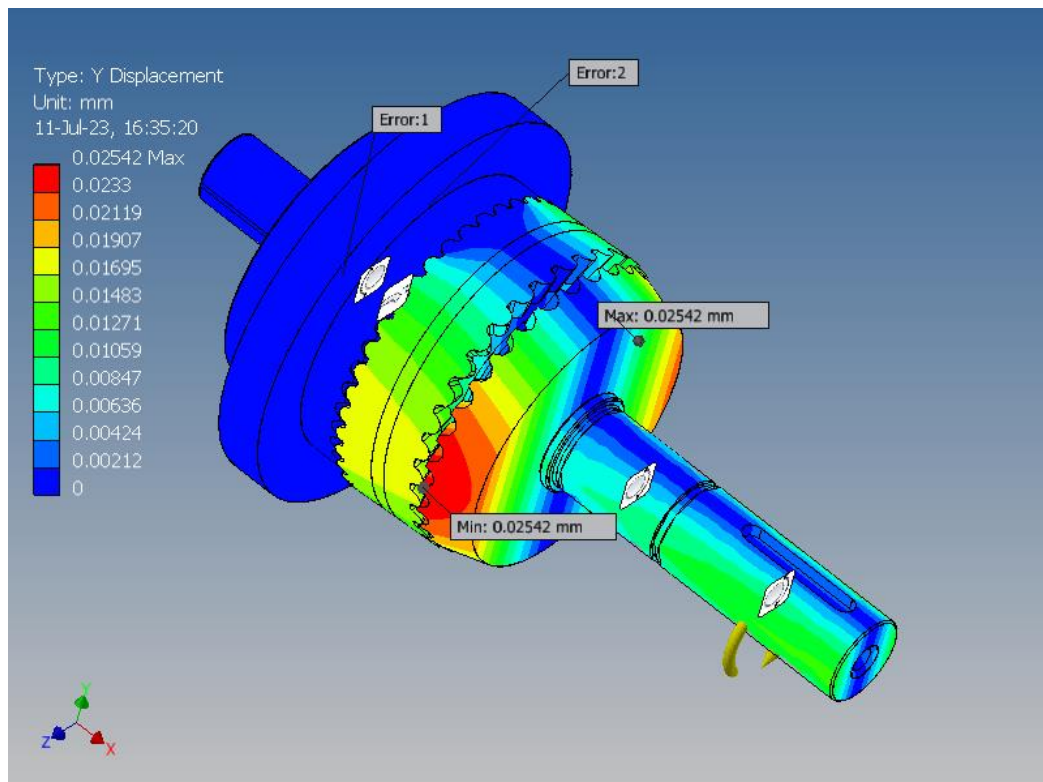


Fig. A2.11. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa Y, mm

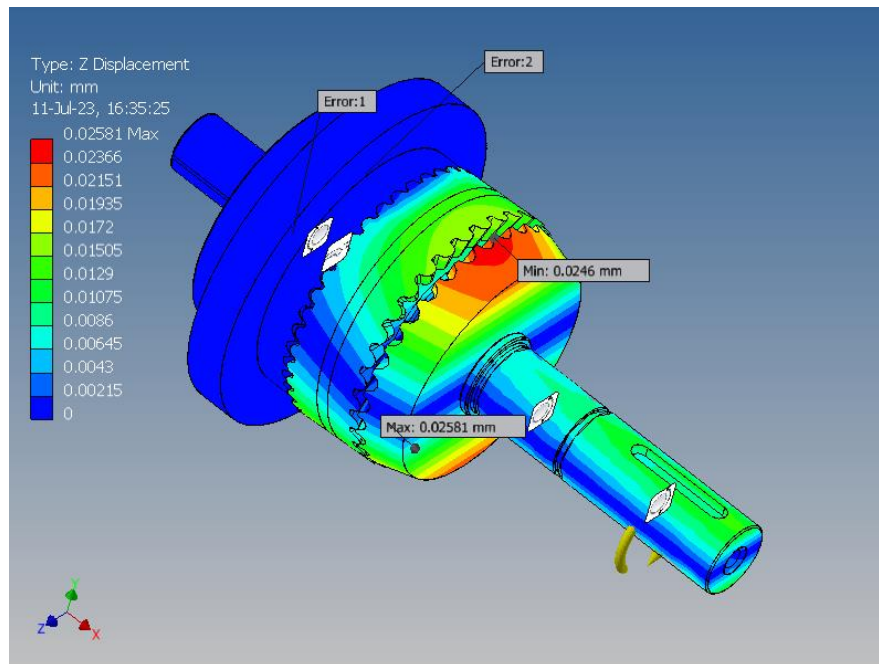


Fig. A2.12. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$) pe axa Z , mm

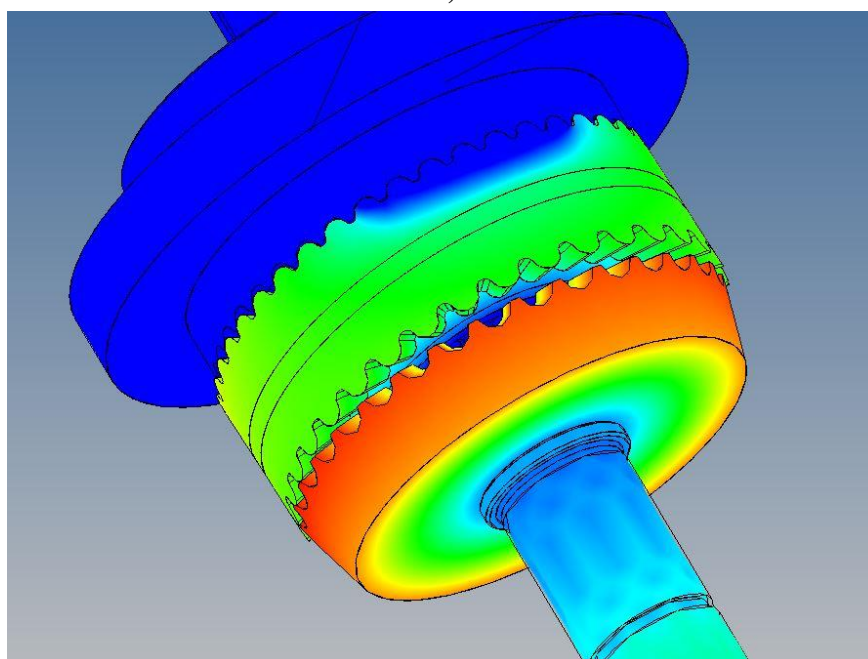


Fig. A2.13. Deformarea liniară a transmisiei precesionale cu angrenare de tip A^D_{CX-CV} ($Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $Z_3 = 33$, $Z_4 = 32$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,2^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 3,5^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 19$ mm, $i = -164$), mm

Spre deosebire de transmisia precesională cu o construcție de roată-satelit din metal, cu un tip de angrenaj A^D_{CX-CV} , o roată-satelit din material compozit (arborele și miezul sunt din metal, iar corpul roții-satelit în sine este din plastic PMMA), datorită unei deformări plastice mai mari, intră în angrenajele cu mai multe perechi de dinți simultan angrenați (Figura A2.13).

A2.2 CALCUL DETALIAT ȘI REZULTATE DE OPTIMIZARE A FORMEI ROȚII-SATELIT. VERSIUNEA CONSTRUCTIVĂ DE BAZĂ A ROȚII-SATELIT, OPȚIUNILE 1, 2, 3, 4.

A2.2.1. VERSIUNEA CONSTRUCTIVĂ DE BAZĂ A ROȚII-SATELIT

Von considera transmisia precesională cu construcția de bază a roții-satelit cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^B . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil transmis este $T_{4max} = 50$ Nm.

În continuare, vom adăuga toți parametrii noștri de calcule teoretice în modelul 3D.

Tabelele A2.5, A2.7 includ proprietățile fizice-mecanice și materialele a roții-satelit. Tabelul A2.6 include date privind dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de tensiune a roții-satelit sunt prezentate în tabelul A2.8.

Tabelul A2.5. Proprietățile fizice ale variantei constructive de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Mass	1.95394 kg
Area	109269 mm ²
Volume	250375 mm ³
Center of Gravity	x=0.488637 mm y=-0.00202403 mm z=-0.00162089 mm

Tabelul A2.6. Setările parametrilor elementelor finite ale variantei constructive de bază a unei roți-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.7. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

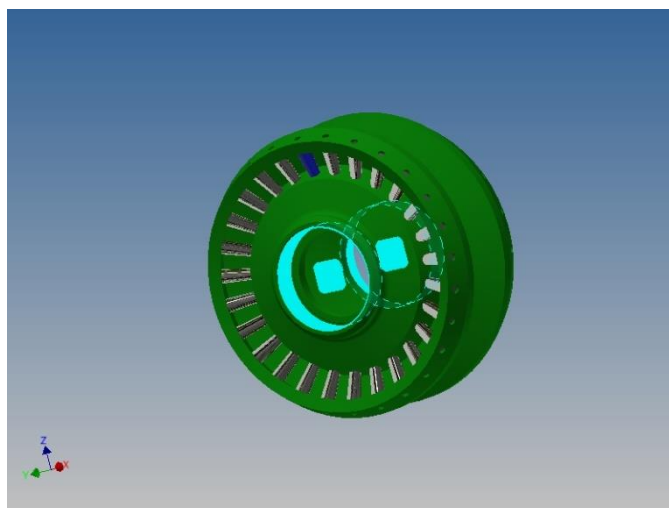


Fig. A2.14. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Elemente de fixare

Tabelul A2.8. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale variantei constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	250341 mm ³	
Mass	1.95367 kg	
Von Mises Stress	0.00528949 MPa	179.198 MPa
1st Principal Stress	-63.8584 MPa	190.044 MPa
3rd Principal Stress	-238.997 MPa	58.5587 MPa
Displacement	0 mm	0.00739657 mm
Safety Factor	1.53908 ul	15 ul
Stress XX	-105.49 MPa	104.591 MPa
Stress XY	-65.6463 MPa	79.4756 MPa
Stress XZ	-40.1441 MPa	44.4909 MPa
Stress YY	-140.282 MPa	106.647 MPa
Stress YZ	-51.7769 MPa	76.8643 MPa
Stress ZZ	-162.442 MPa	184.531 MPa
X Displacement	-0.00041664 mm	0.00305379 mm
Y Displacement	-0.00223922 mm	0.00711239 mm
Z Displacement	-0.00218238 mm	0.00574647 mm
Equivalent Strain	0.0000000274314 ul	0.00082578 ul
1st Principal Strain	-0.000000331074 ul	0.000779246 ul
3rd Principal Strain	-0.000996701 ul	0.000000253356 ul
Strain XX	-0.000226044 ul	0.000586385 ul
Strain XY	-0.000422434 ul	0.000511426 ul
Strain XZ	-0.000258327 ul	0.000286299 ul
Strain YY	-0.000452806 ul	0.000527732 ul
Strain YZ	-0.000341727 ul	0.000494622 ul
Strain ZZ	-0.000559145 ul	0.000743768 ul
Contact Pressure	0 MPa	364.751 MPa
Contact Pressure X	-156.999 MPa	170.44 MPa
Contact Pressure Y	-302.516 MPa	322.262 MPa
Contact Pressure Z	-280.261 MPa	322.661 MPa

În continuare, vor fi date cifrele și valorile în variantele grafice.

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerică:

1. Tensiunea angrenajului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.2)
2. 1-a tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.3)
3. A 3-ea tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.4)
4. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.5)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.6)
6. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.7)
7. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.8)
8. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.9)
9. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.10)
10. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (figura A2.11)
11. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.12)

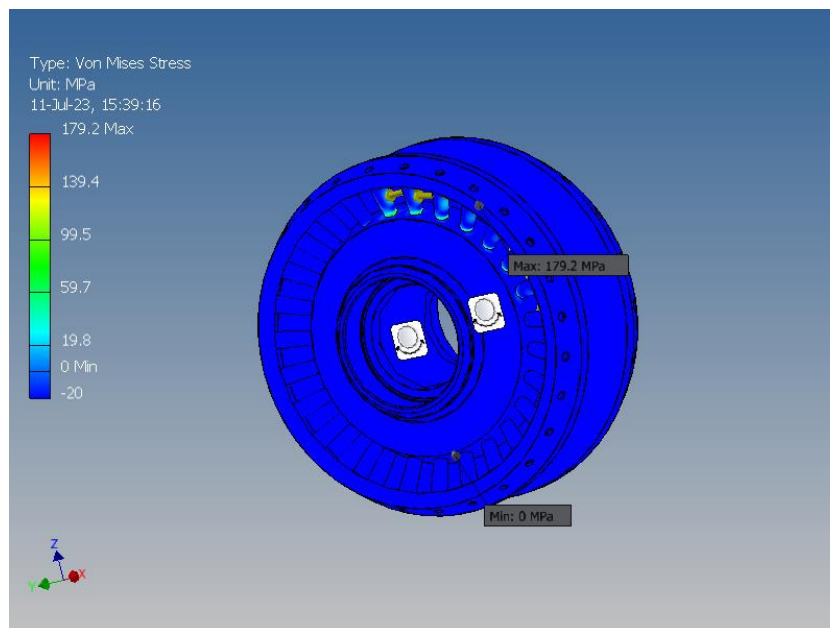
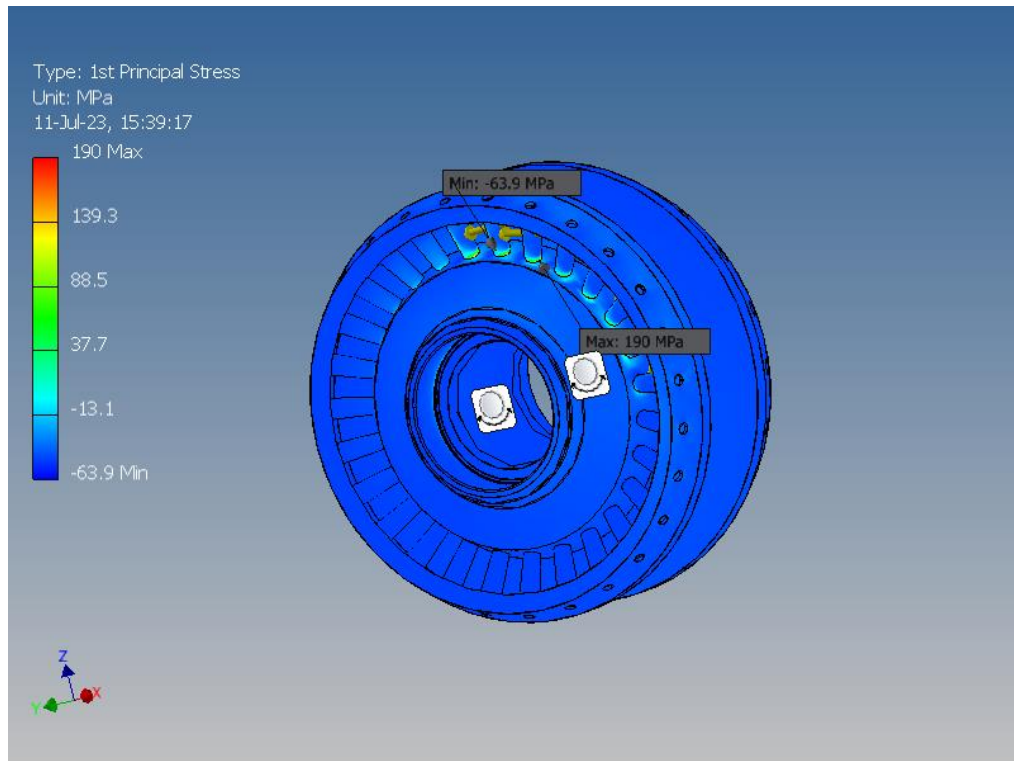
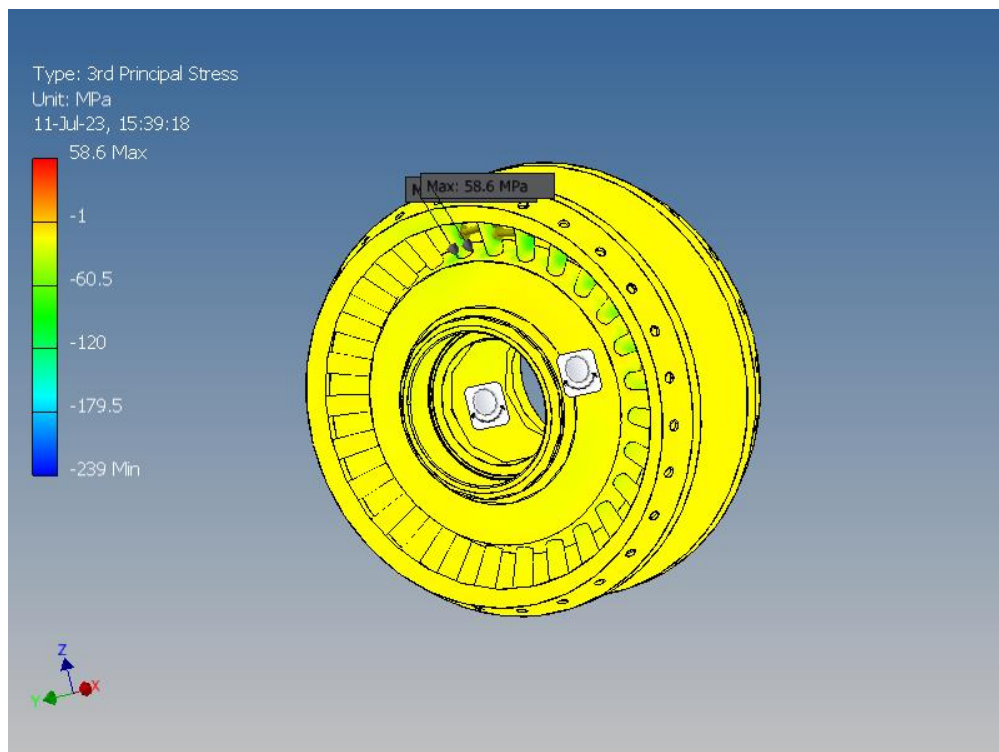


Fig. A2.15. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

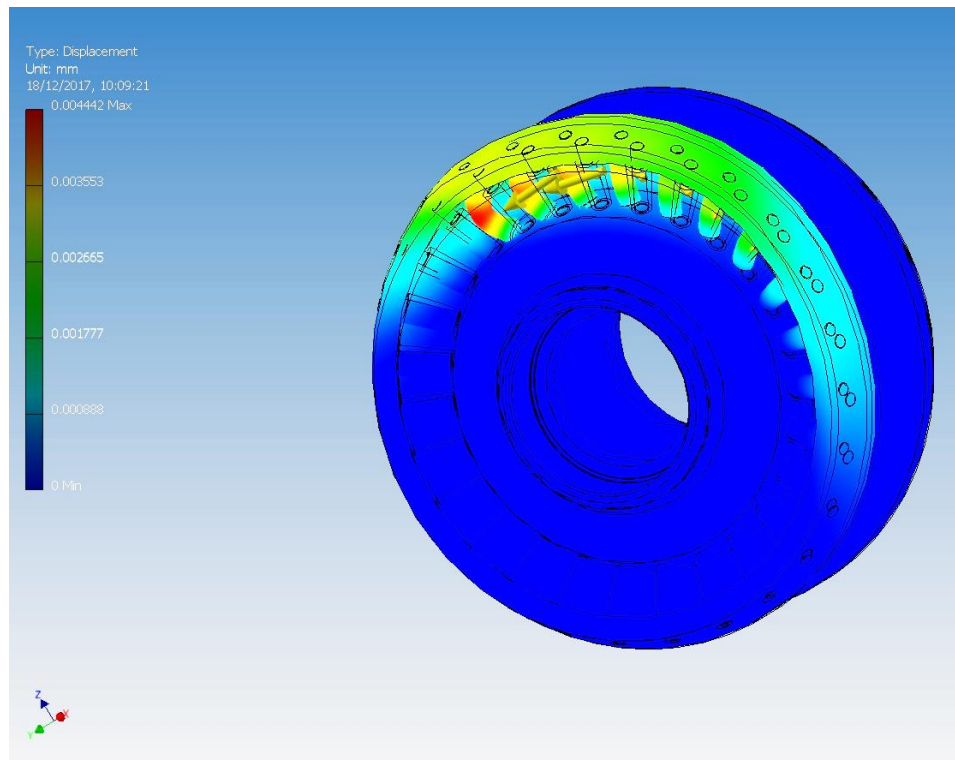
Tensiunea după Von Mises, MPa



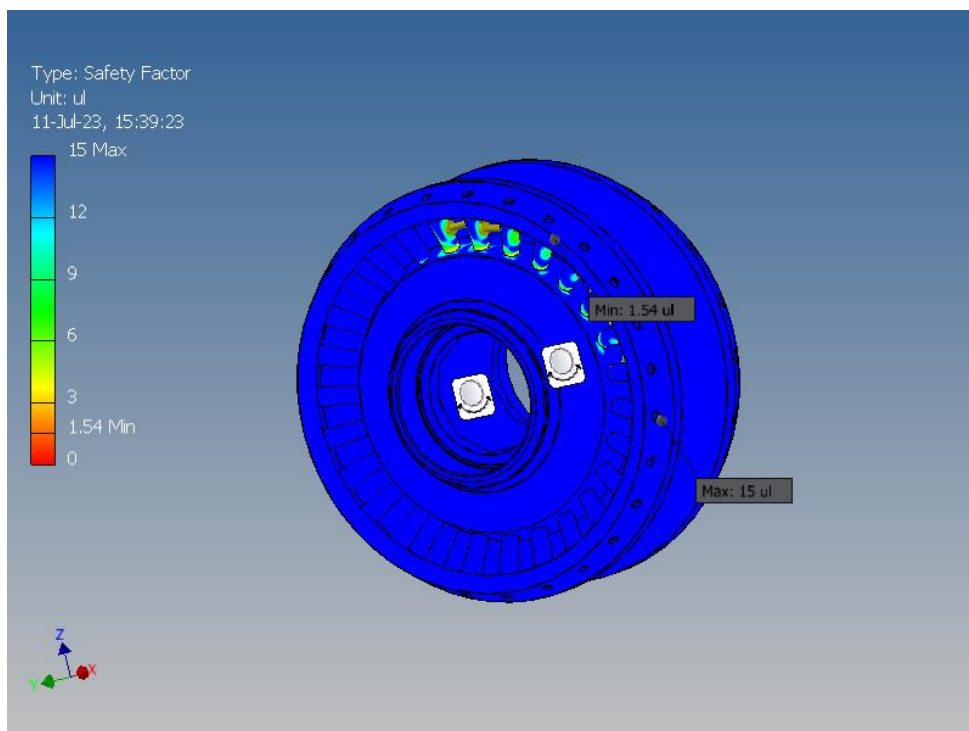
**Fig. A2.16. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).
1-a tensiune principală, MPa**



**Fig. A2.17. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).
A 3-ea tensiune principală, MPa**



**Fig. A2.18. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).
Deformarea liniară, mm**



**Fig. A2.19. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).
Coeficient de siguranță**

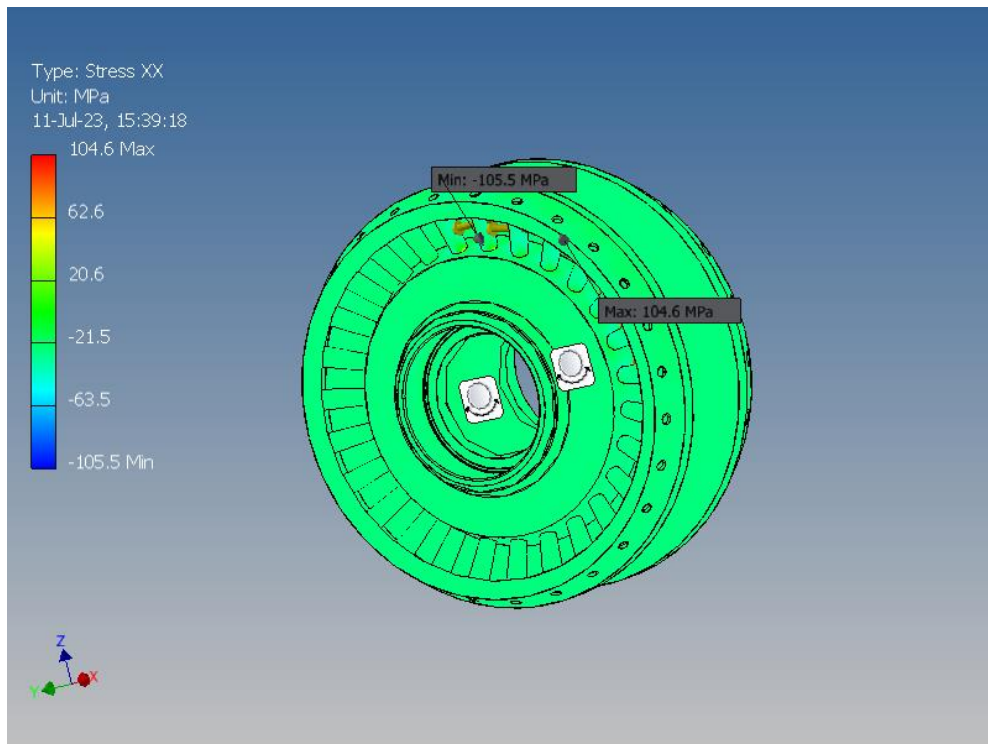


Fig. A2.20. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa

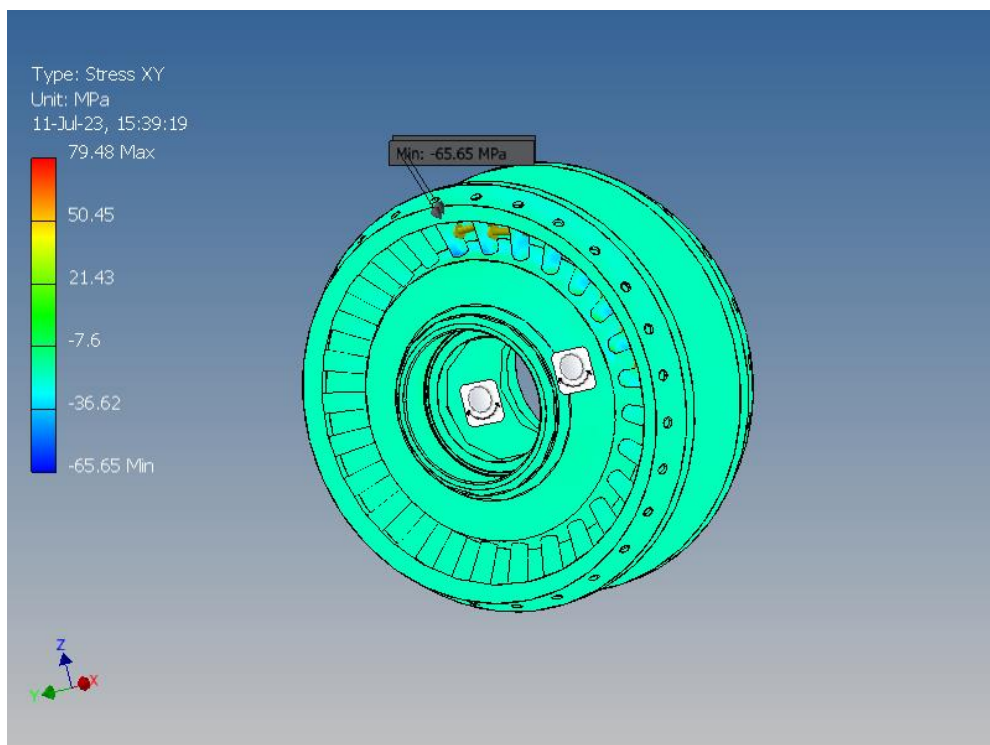


Fig. A2.21. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa

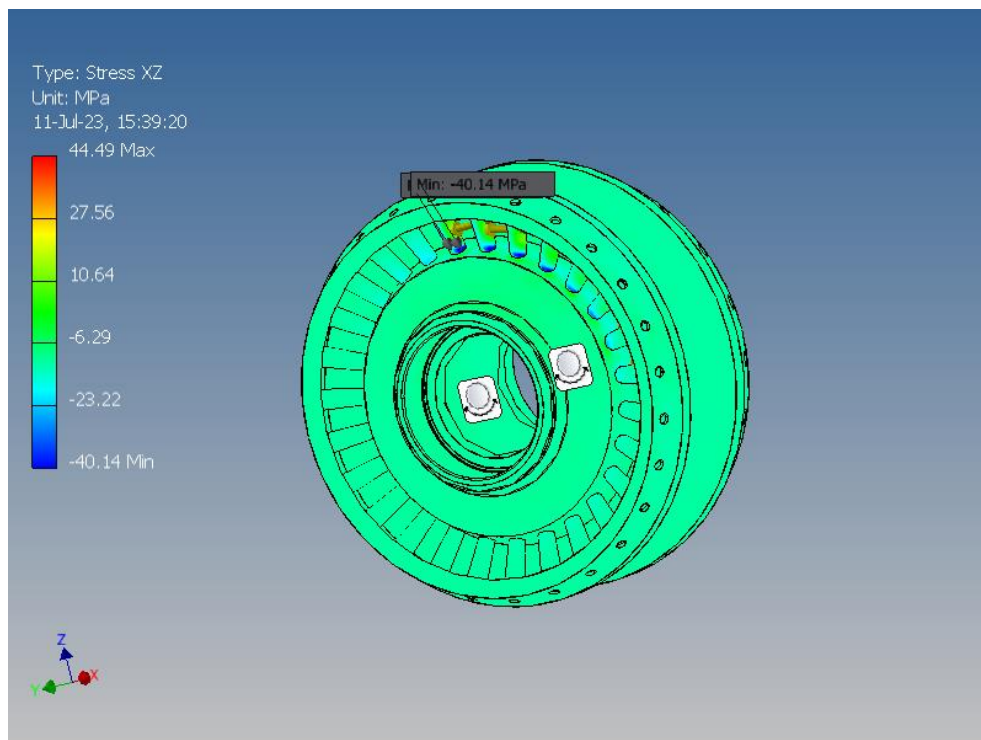


Fig. A2.22. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa

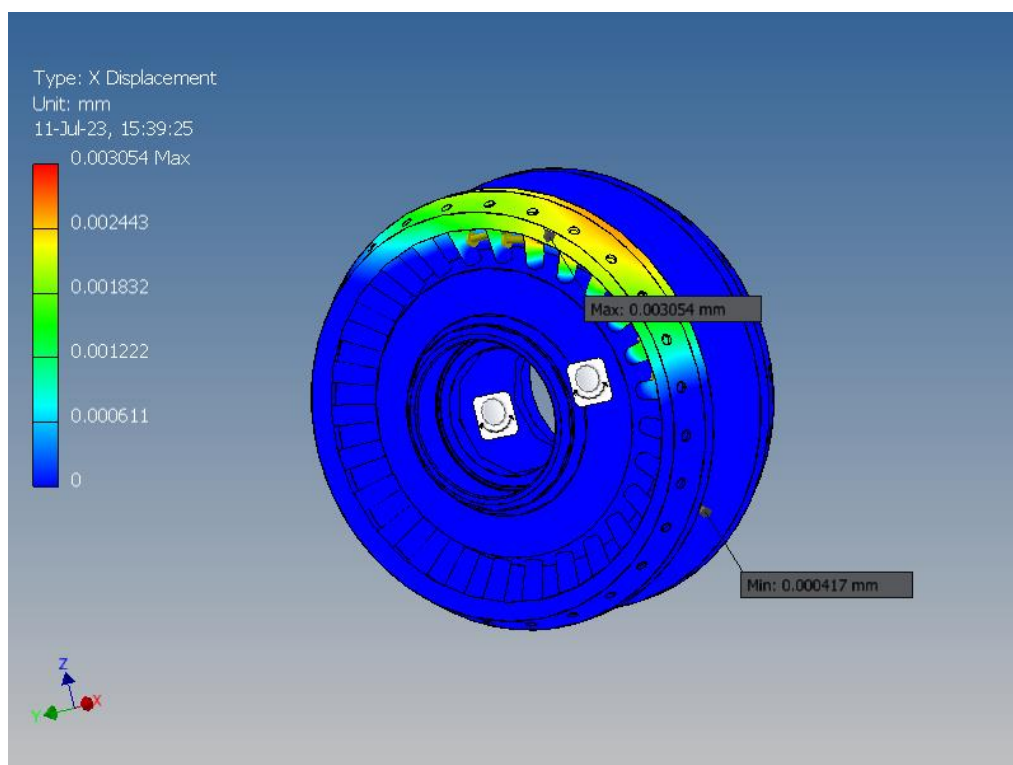


Fig. A2.23. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm

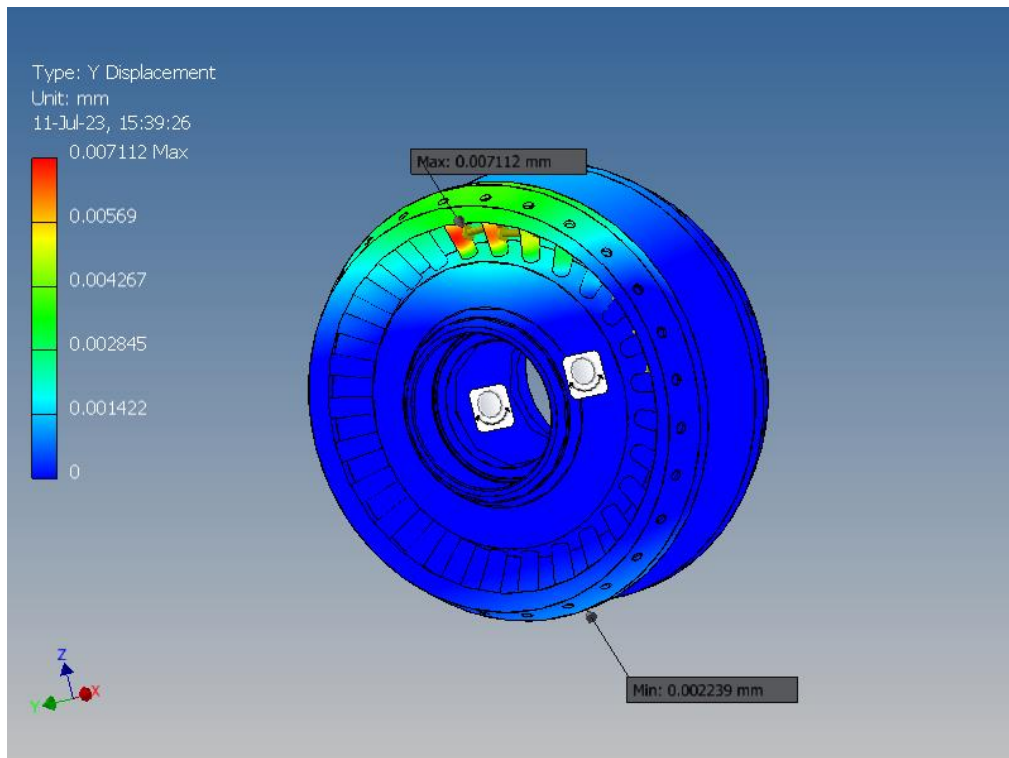


Fig. A2.24. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm

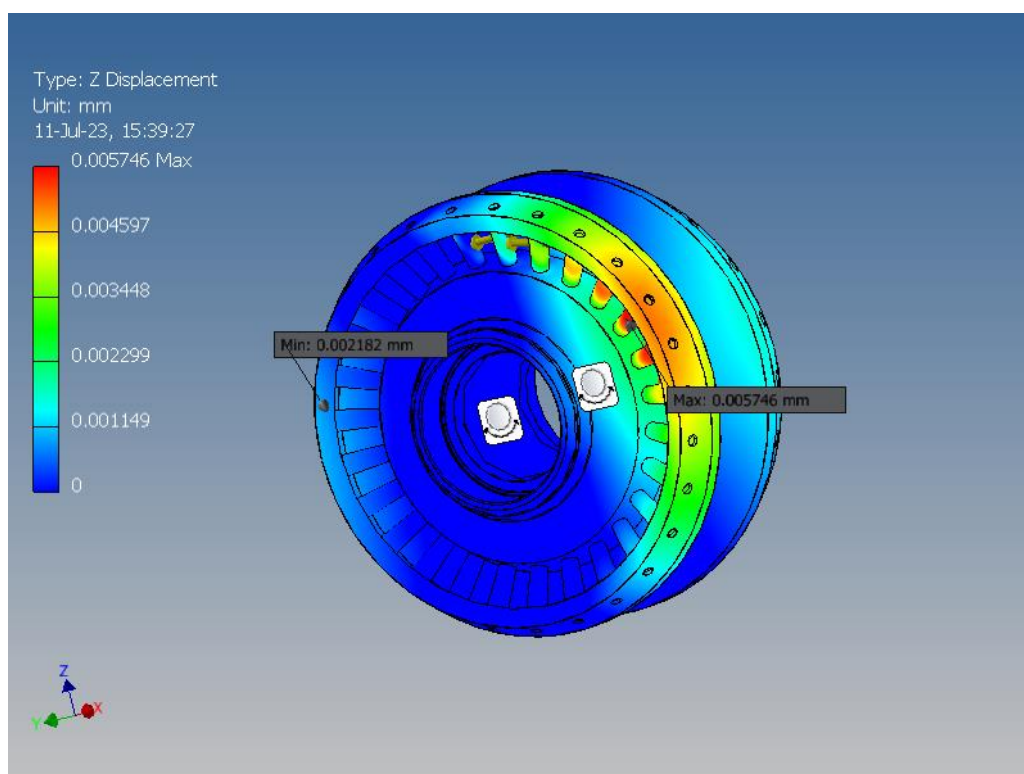


Fig. A2.25. Varianta constructivă de bază a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm

A2.2.2 OPȚIUNEA CONSTRUCTIVĂ 1 A ROȚII- SATELIT

Von considera transmisia precesională cu construcția de opțiunea 1 a roții-satelit cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^B . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil transmis este $T_{4max} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

În continuare, vom adăuga toți parametrii noștri de calcule teoretice în modelul 3D.

Tabelele A2.9, A2.11 includ proprietățile fizice-mecanice și materialele a roții-satelit. Tabelul A2.10 include date privind dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de tensiune a roții-satelit sunt prezentate în tabelul A2.12.

Tabelul A2.9. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Mass	1.11961 kg
Area	106543 mm ²
Volume	143410 mm ³
Center of Gravity	x=0.887207 mm y=-0.0006805 mm z=0.000275108 mm

Tabelul A2.10. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.11. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

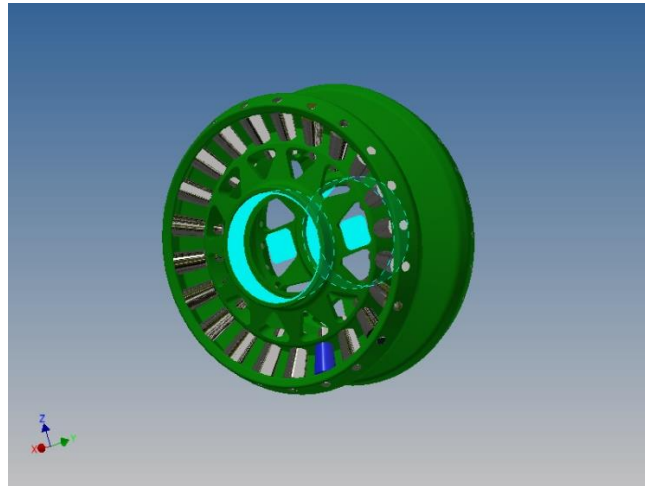


Fig. A2.26. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Elemente de fixare

Tabelul A2.12. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	143374 mm ³	
Mass	1.11933 kg	
Von Mises Stress	0.00497469 MPa	187.343 MPa
1st Principal Stress	-67.9789 MPa	193.956 MPa
3rd Principal Stress	-264.313 MPa	44.2169 MPa
Displacement	0 mm	0.0148645 mm
Safety Factor	1.47217 ul	15 ul
Stress XX	-112.834 MPa	129.702 MPa
Stress XY	-62.1245 MPa	58.463 MPa
Stress XZ	-42.6134 MPa	50.7947 MPa
Stress YY	-173.141 MPa	115.895 MPa
Stress YZ	-75.1091 MPa	87.0731 MPa
Stress ZZ	-150.472 MPa	172.18 MPa
X Displacement	-0.00155705 mm	0.00837917 mm
Y Displacement	-0.00442219 mm	0.0126547 mm
Z Displacement	-0.00389194 mm	0.0121963 mm
Equivalent Strain	0.0000000243365 ul	0.000907522 ul
1st Principal Strain	-0.00000317178 ul	0.00083987 ul
3rd Principal Strain	-0.00109847 ul	0.00000176757 ul
Strain XX	-0.000273864 ul	0.000638637 ul
Strain XY	-0.000399771 ul	0.00037621 ul
Strain XZ	-0.000274217 ul	0.000333907 ul
Strain YY	-0.000516366 ul	0.000465795 ul
Strain YZ	-0.00049572 ul	0.000560315 ul
Strain ZZ	-0.00048471 ul	0.000706 ul
Contact Pressure	0 MPa	1183.47 MPa
Contact Pressure X	-183.958 MPa	197.472 MPa
Contact Pressure Y	-738.531 MPa	550.771 MPa
Contact Pressure Z	-1046.56 MPa	384.519 MPa

În continuare, vor fi date cifrele și valorile în variantele grafice.

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerice:

1. Tensiunea angrenajului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.27)
2. 1-a tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.28)
3. A 3-ea tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.29)
4. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.30)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.31)
6. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.32)
7. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.33)
8. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.34)
9. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.35)
10. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (figura A2.36)
11. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.37)

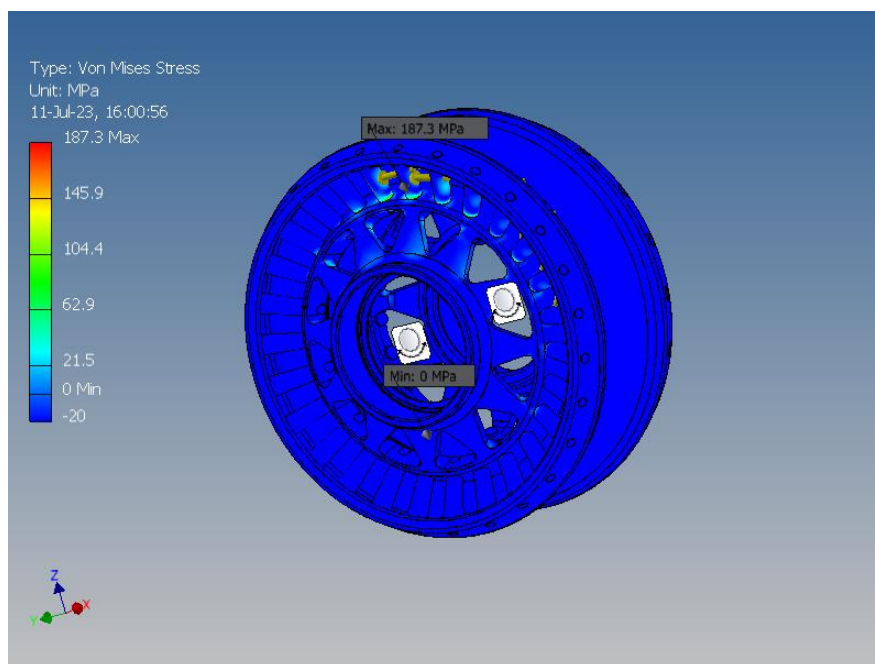


Fig. A2.27. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea după Von Mises, MPa

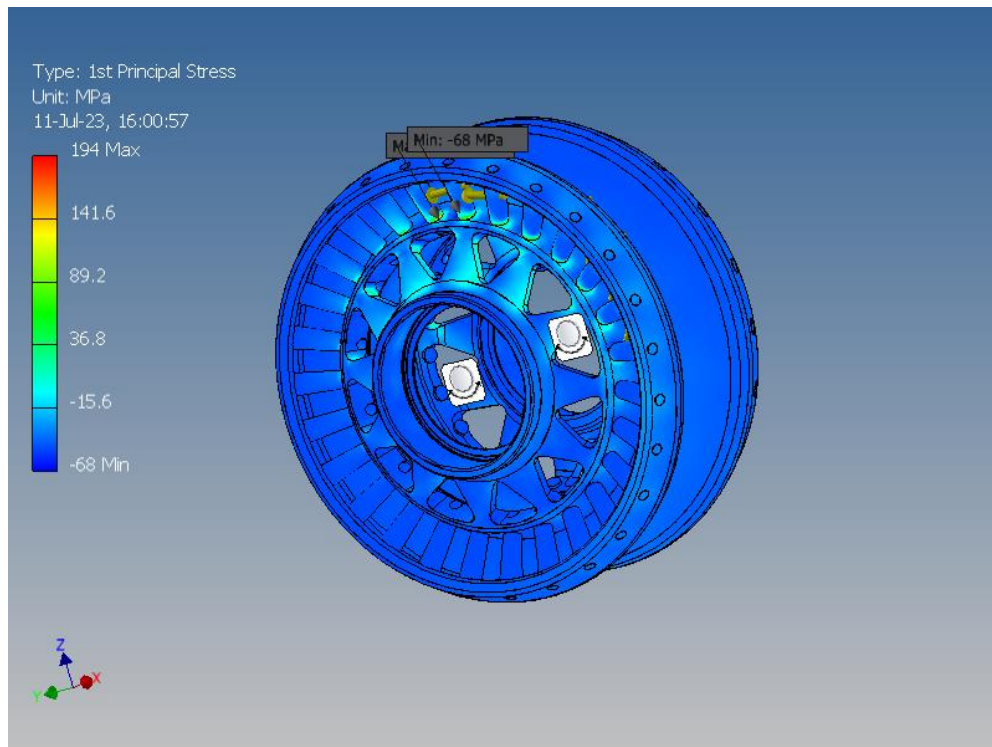


Fig. A2.28. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). 1-a tensiune principală, MPa

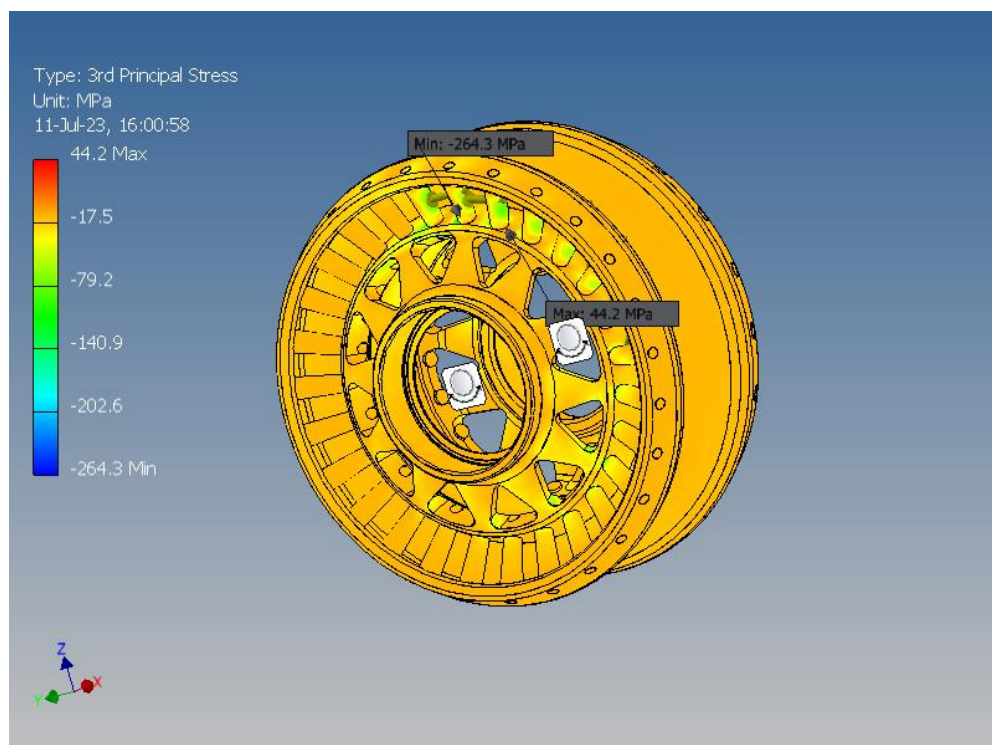


Fig. A2.29. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). A 3-ea tensiune principală, MPa

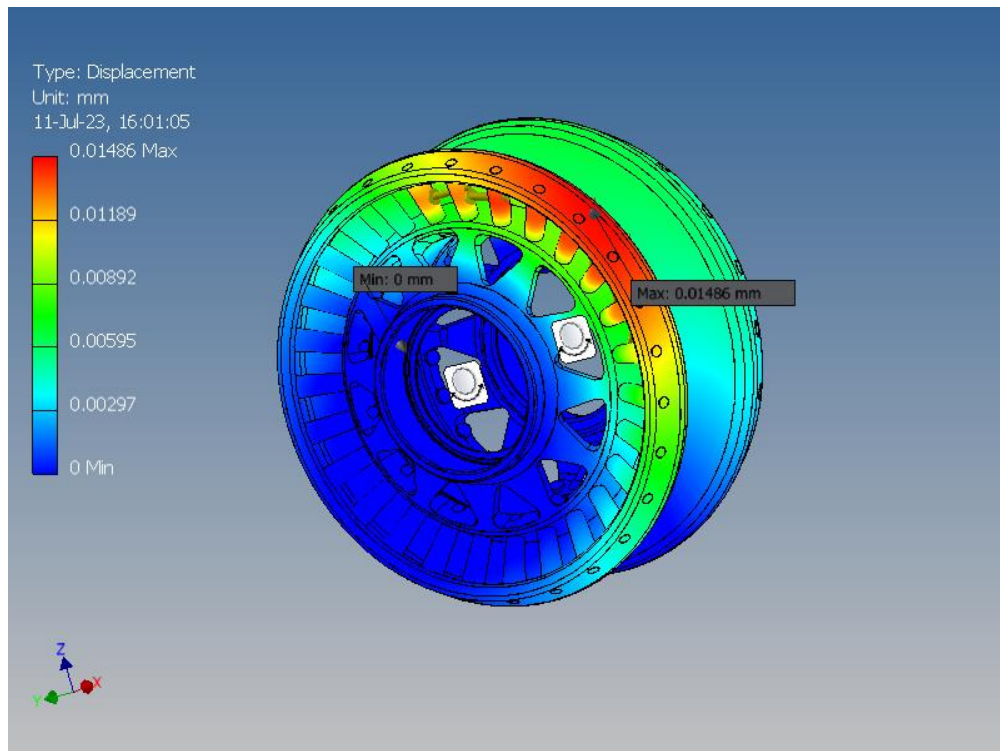


Fig. A2.30. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară, mm

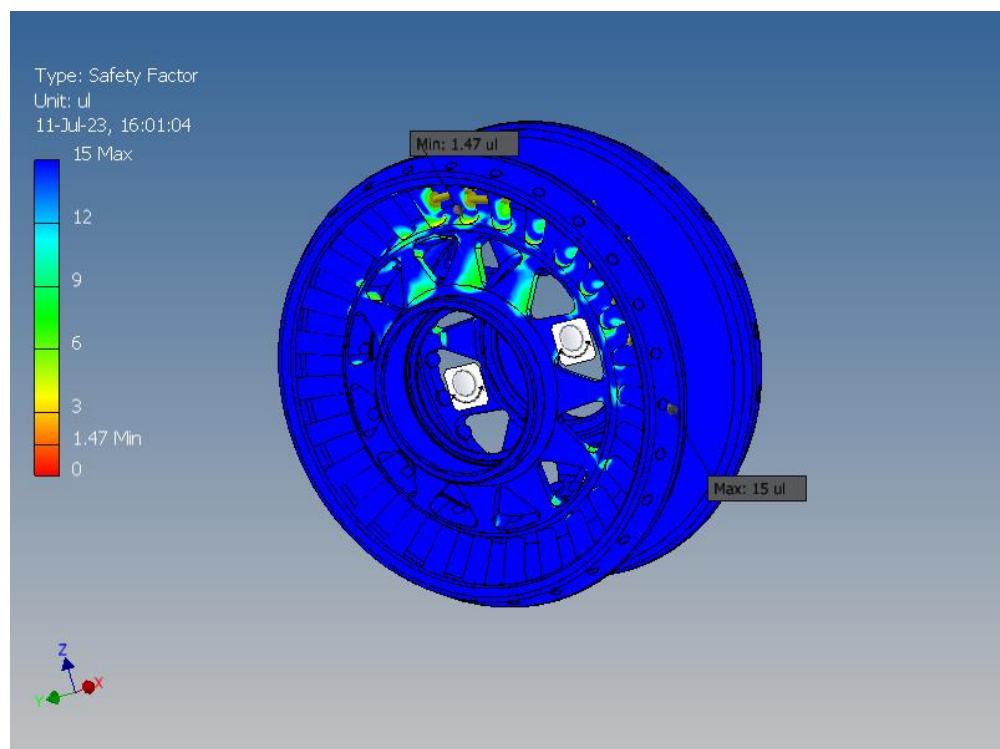


Fig. A2.31. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Coefficient de siguranță

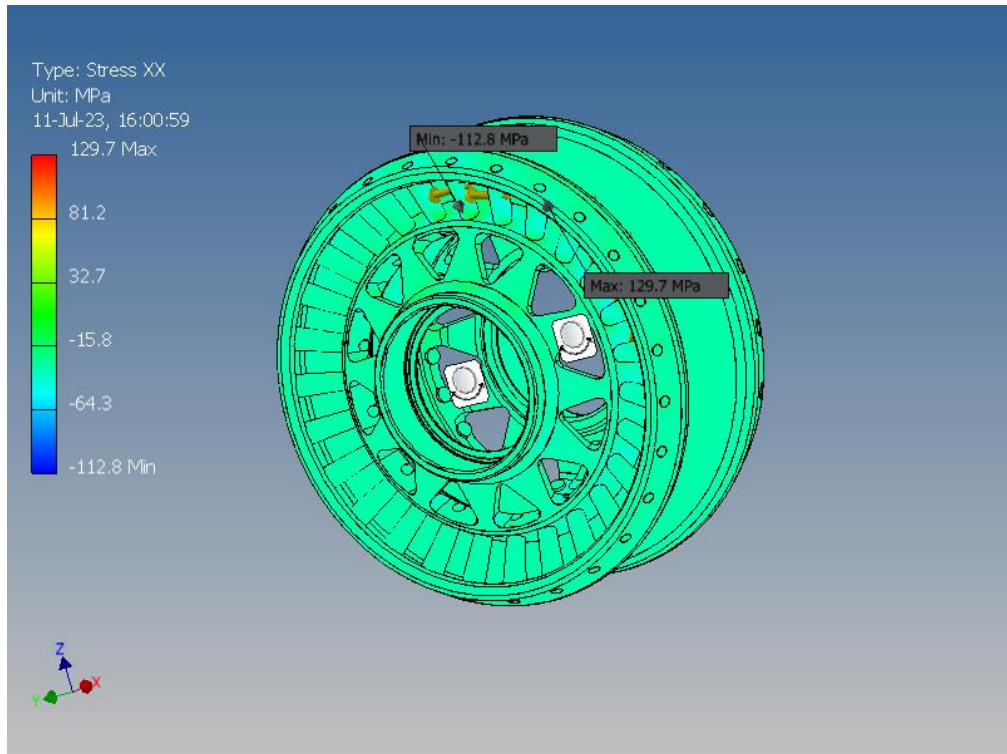


Fig. A2.32. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa

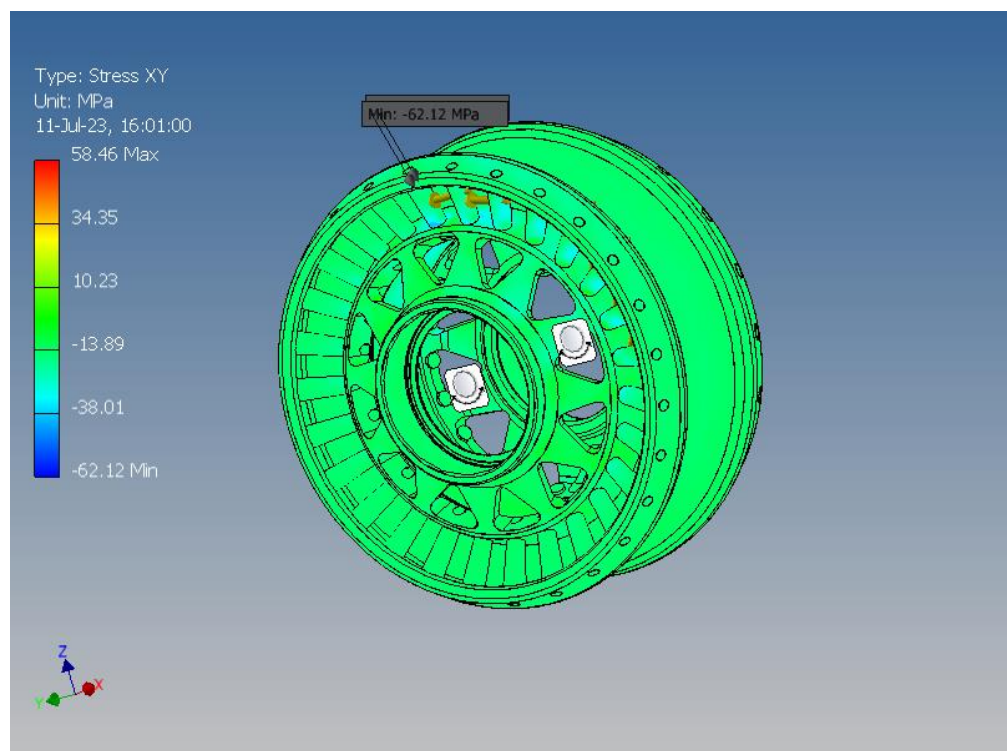


Fig. A2.33. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa

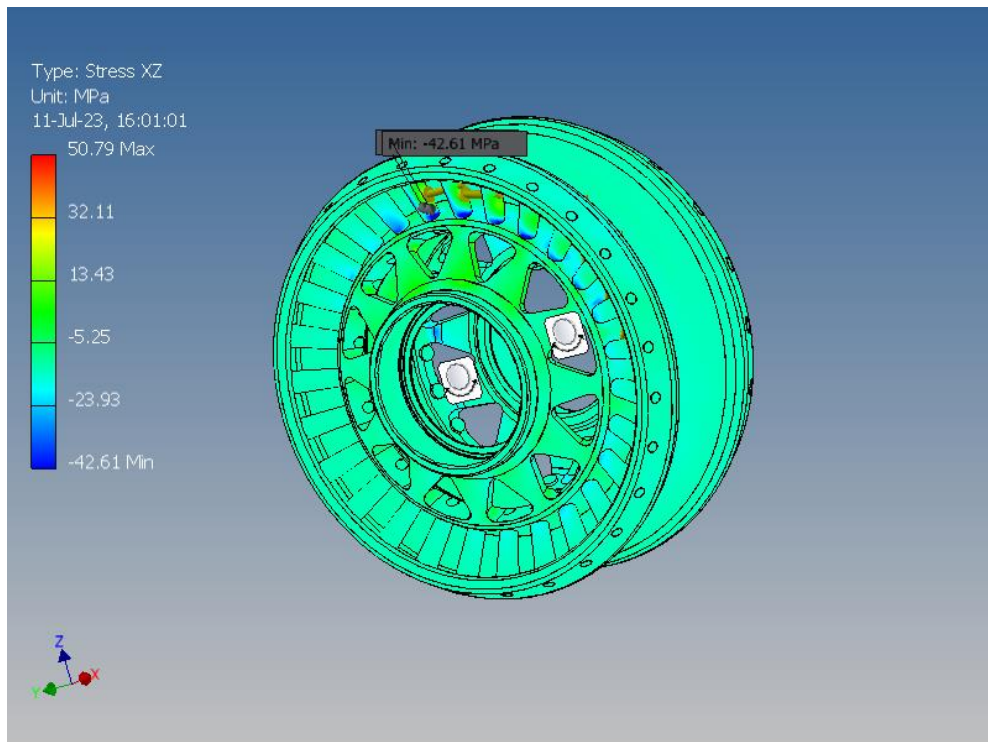


Fig. A2.34. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa

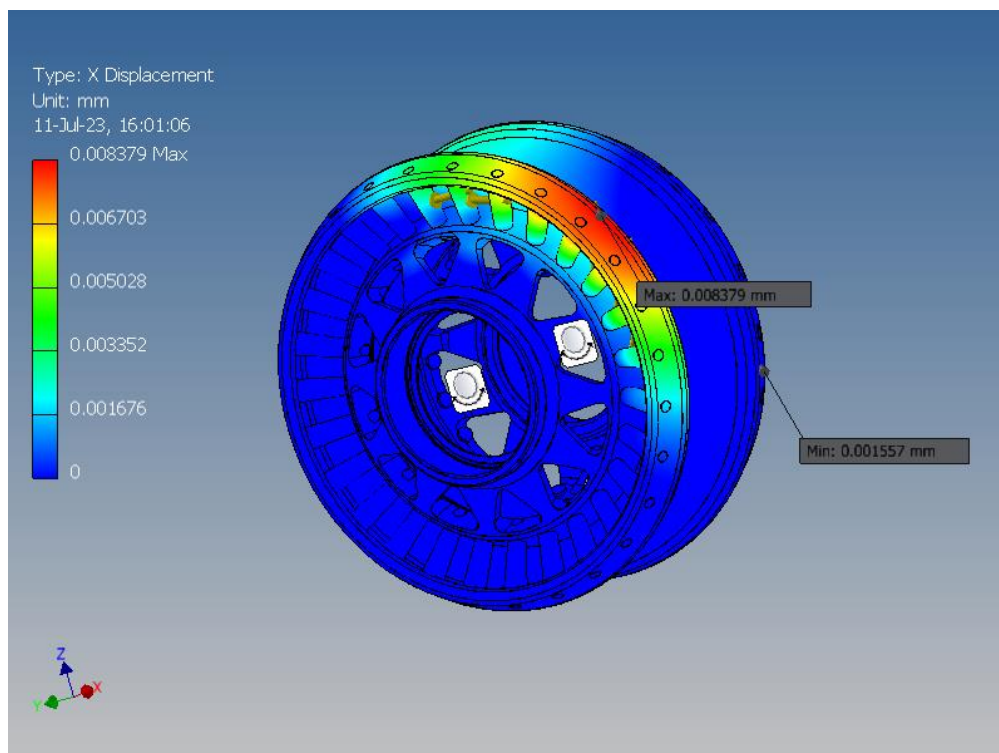


Fig. A2.35. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm

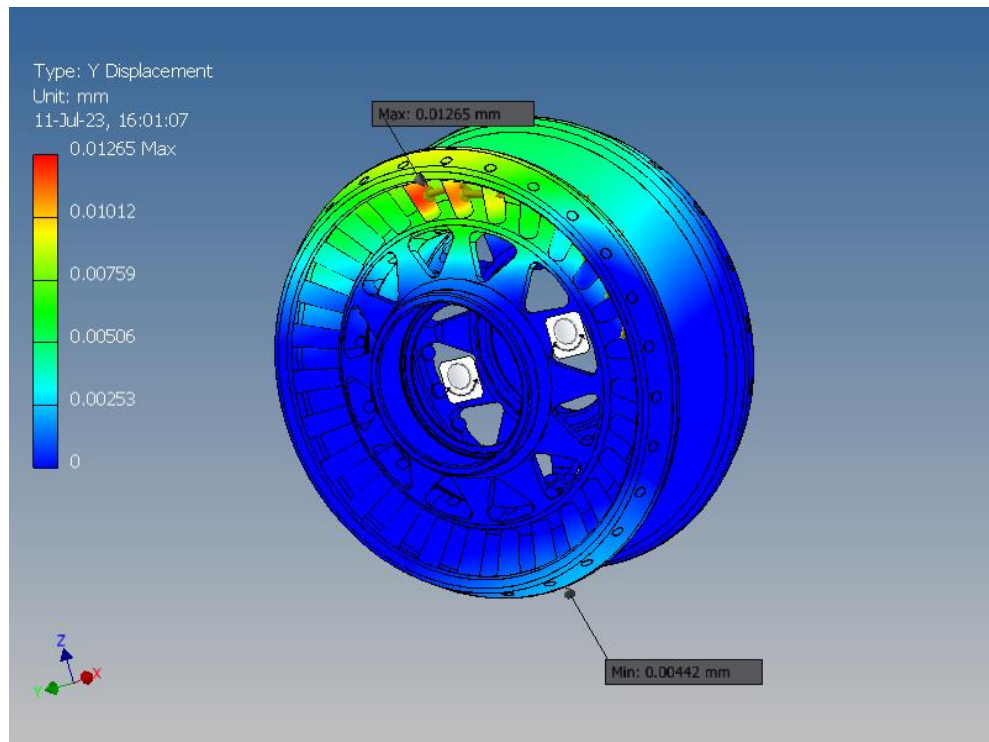


Fig. A2.36. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm

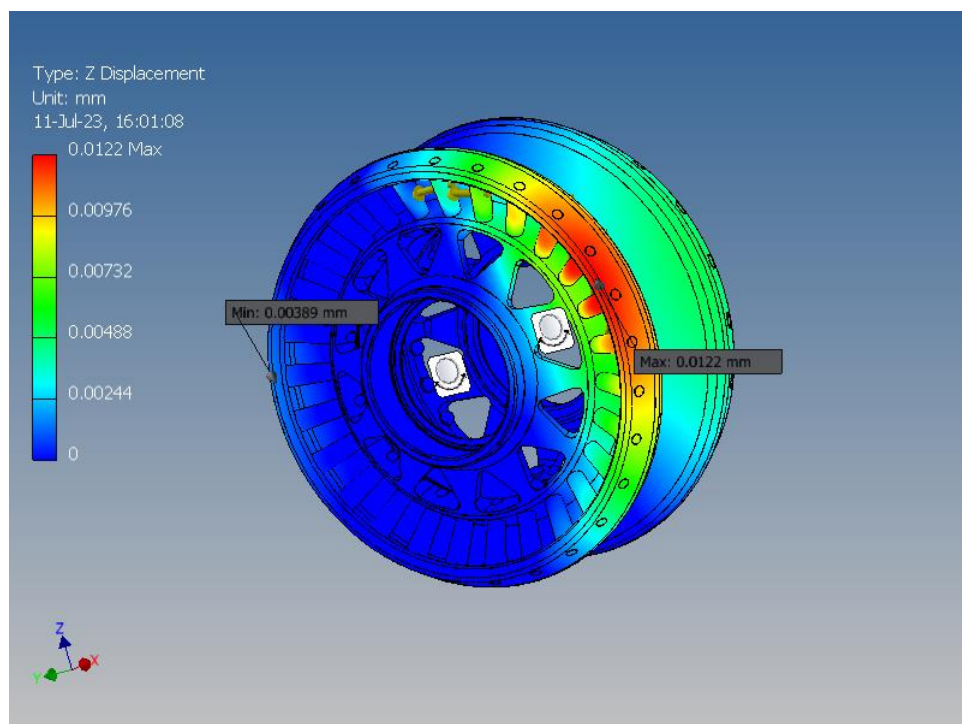


Fig. A2.37. Opțiunea constructivă 1 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm

A2.2.3 OPȚIUNEA CONSTRUCTIVĂ 2 A ROȚII- SATELIT

Von considera transmisia precesională cu construcția de opțiunea 2 a roții-satelit cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^B . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil transmis este $T_{4max} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

În continuare, vom adăuga toți parametrii noștri de calcule teoretice în modelul 3D.

Tabelele A2.13, A2.15 includ proprietățile fizice-mecanice și materialele a roții-satelit. Tabelul A2.14 include date privind dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de tensiune a roții-satelit sunt prezentate în tabelul A2.15.

Tabelul A2.13. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Mass	1.11634 kg
Area	105714 mm ²
Volume	142990 mm ³
Center of Gravity	x=0.887549 mm y=-0.00487636 mm z=0.000680012 mm

Tabelul A2.14. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.15. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

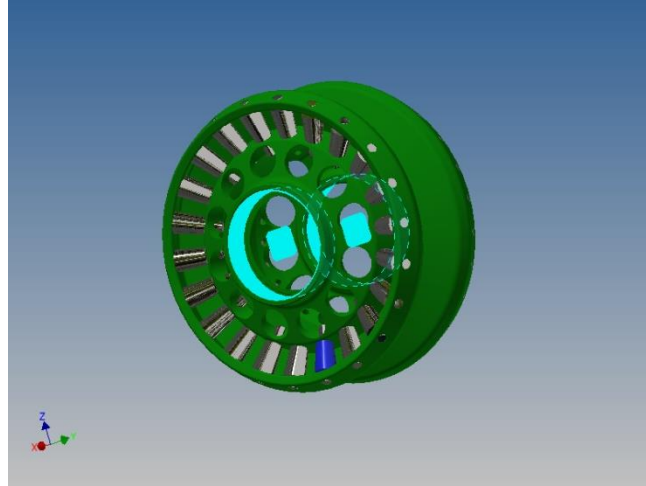


Fig. A2.38. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Elemente de fixare

Tabelul A2.16. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	142963 mm ³	
Mass	1.11613 kg	
Von Mises Stress	0.00488041 MPa	183.068 MPa
1st Principal Stress	-65.0489 MPa	199.387 MPa
3rd Principal Stress	-257.429 MPa	48.7992 MPa
Displacement	0 mm	0.0149091 mm
Safety Factor	1.50655 ul	15 ul
Stress XX	-111.928 MPa	130.414 MPa
Stress XY	-61.9044 MPa	58.5065 MPa
Stress XZ	-44.3086 MPa	52.1414 MPa
Stress YY	-166.118 MPa	112.944 MPa
Stress YZ	-74.717 MPa	80.7024 MPa
Stress ZZ	-153.499 MPa	180.601 MPa
X Displacement	-0.00149061 mm	0.00835211 mm
Y Displacement	-0.00442409 mm	0.0126726 mm
Z Displacement	-0.00388092 mm	0.0122364 mm
Equivalent Strain	0.000000259642 ul	0.000885718 ul
1st Principal Strain	-0.0000020393 ul	0.000864802 ul
3rd Principal Strain	-0.0010713 ul	0.0000022328 ul
Strain XX	-0.000274733 ul	0.000643885 ul
Strain XY	-0.000398355 ul	0.000376489 ul
Strain XZ	-0.000285126 ul	0.00033553 ul
Strain YY	-0.000483706 ul	0.000472316 ul
Strain YZ	-0.000493132 ul	0.00051932 ul
Strain ZZ	-0.000501997 ul	0.000742304 ul
Contact Pressure	0 MPa	1101.55 MPa
Contact Pressure X	-205.964 MPa	194.044 MPa
Contact Pressure Y	-1035.38 MPa	402.029 MPa
Contact Pressure Z	-834.637 MPa	583.797 MPa

În continuare, vor fi date cifrele și valorile în variantele grafice.

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerică:

1. Tensiunea angrenajului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.39)
2. 1-a tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.40)
3. A 3-ea tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.41)
4. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.42)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.43)
6. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.44)
7. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.45)
8. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.46)
9. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.47)
10. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (figura A2.48)
11. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.49)

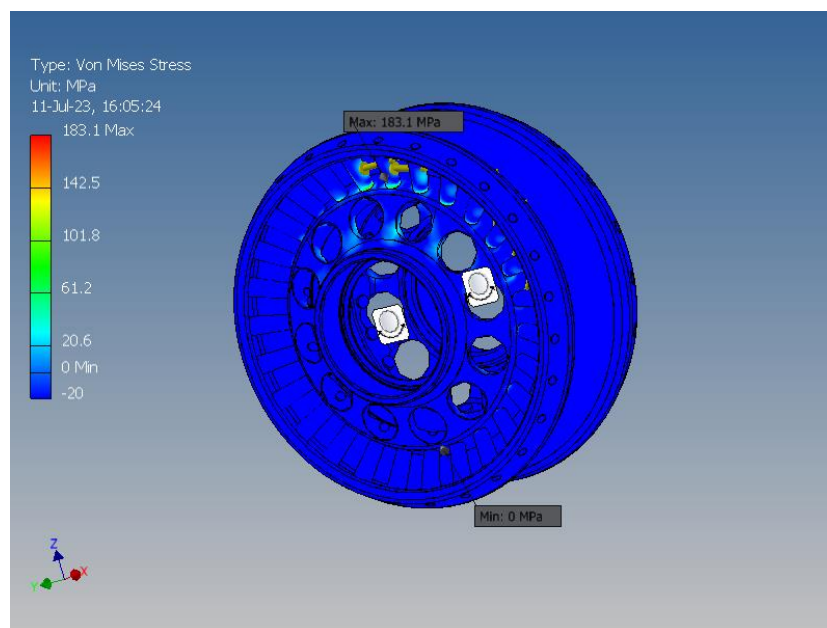


Fig. A2.39. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea după Von Mises, MPa

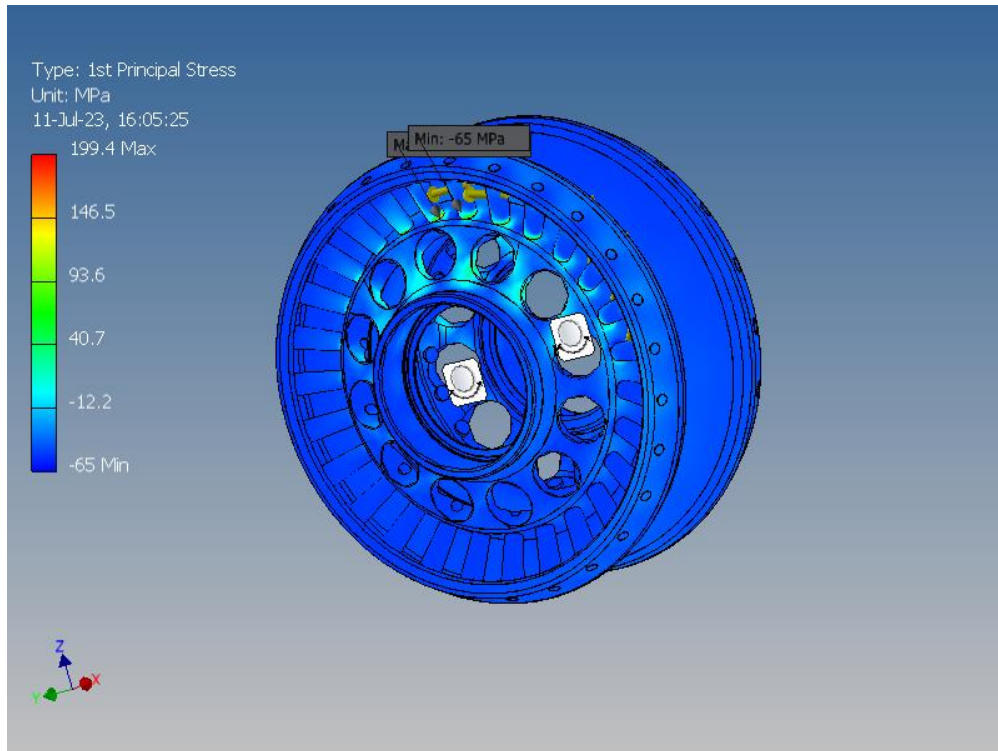


Fig. A2.40. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). 1-a tensiune principală, MPa

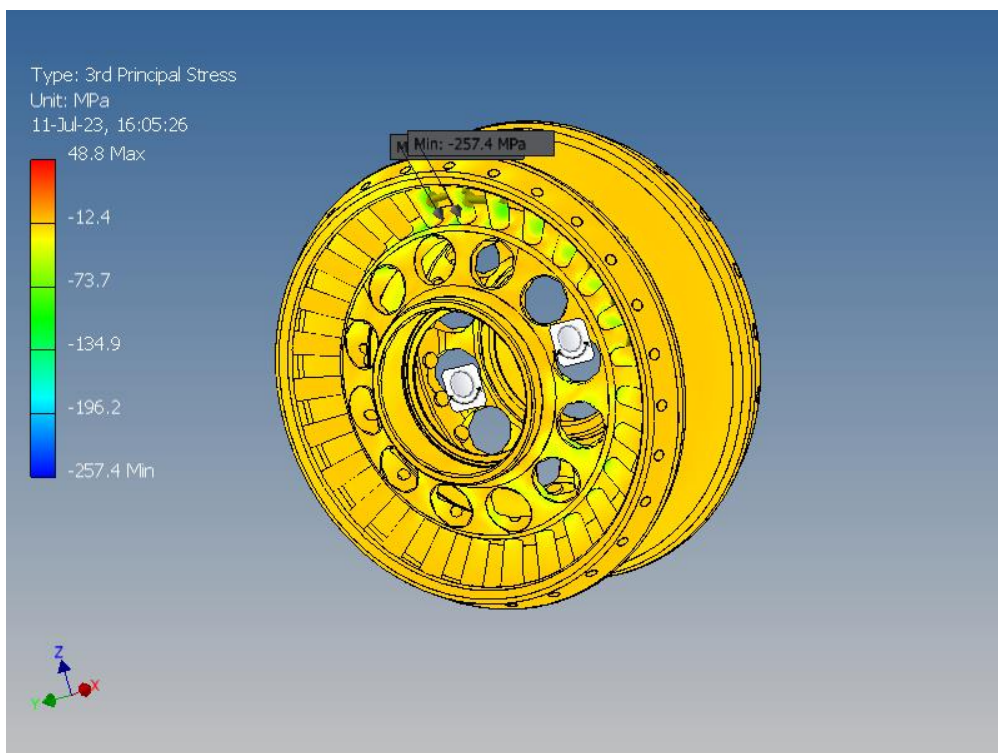


Fig. A2.41. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). A 3-ea tensiune principală, MPa

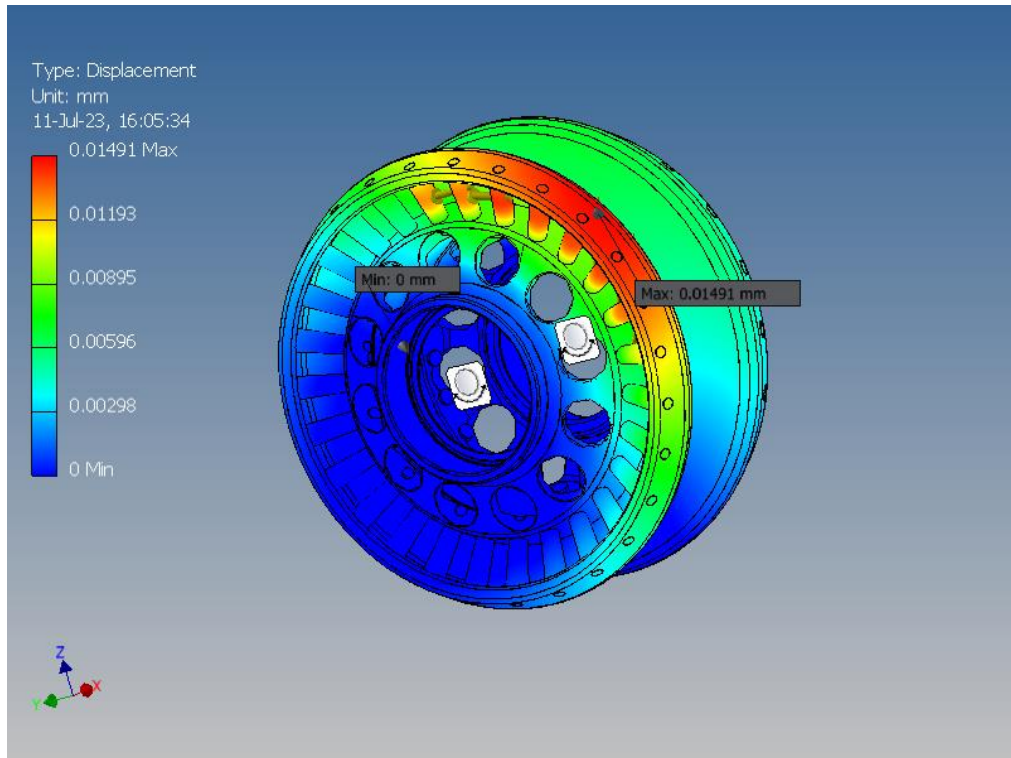


Fig. A2.42. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară, mm

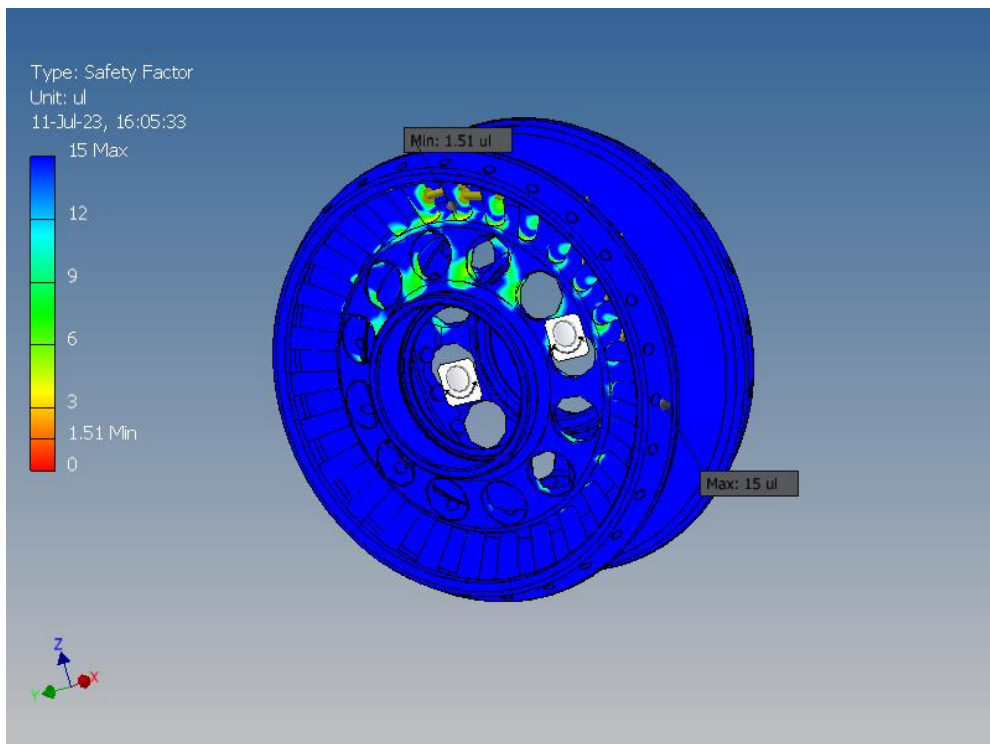


Fig. A2.43. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Coefficient de siguranță

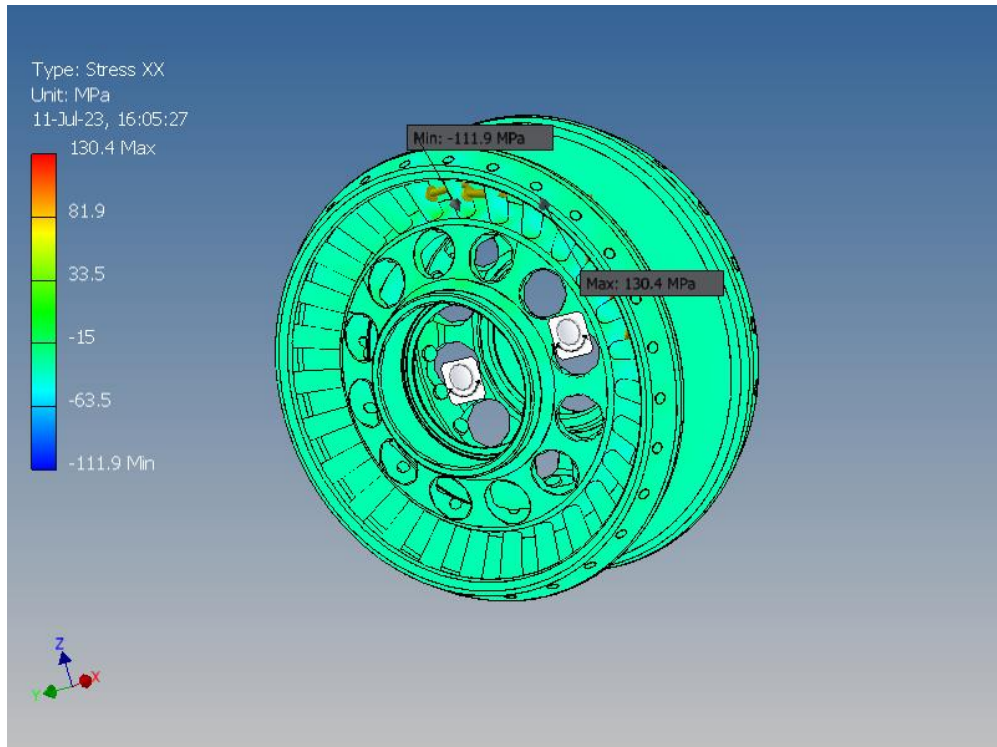


Fig. A2.44. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa

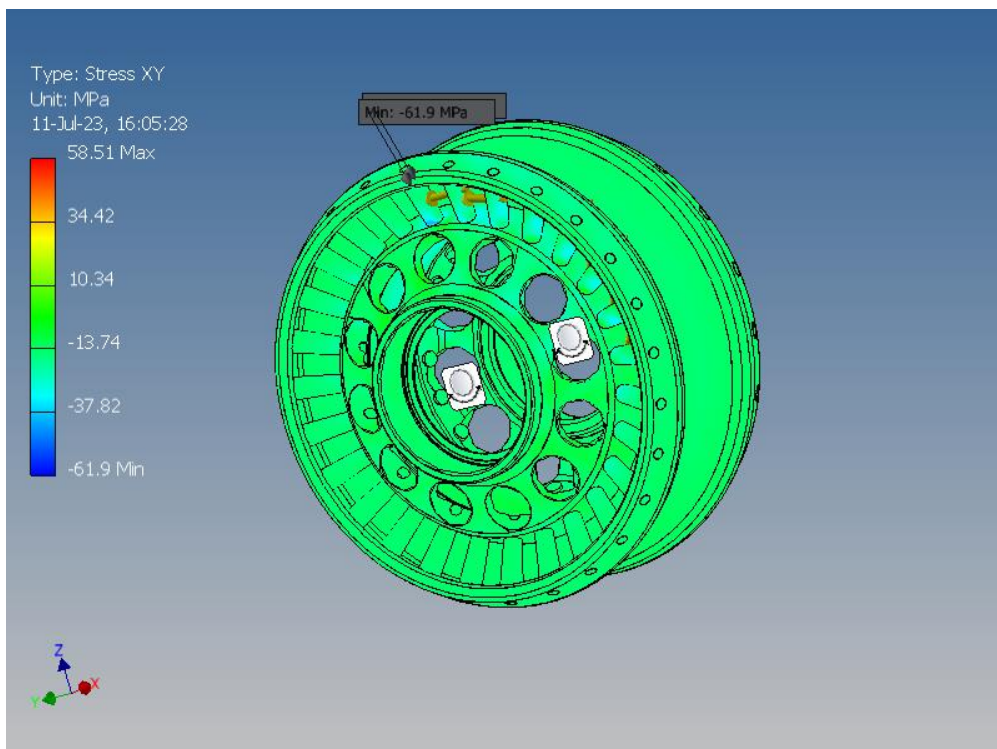


Fig. A2.45. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa

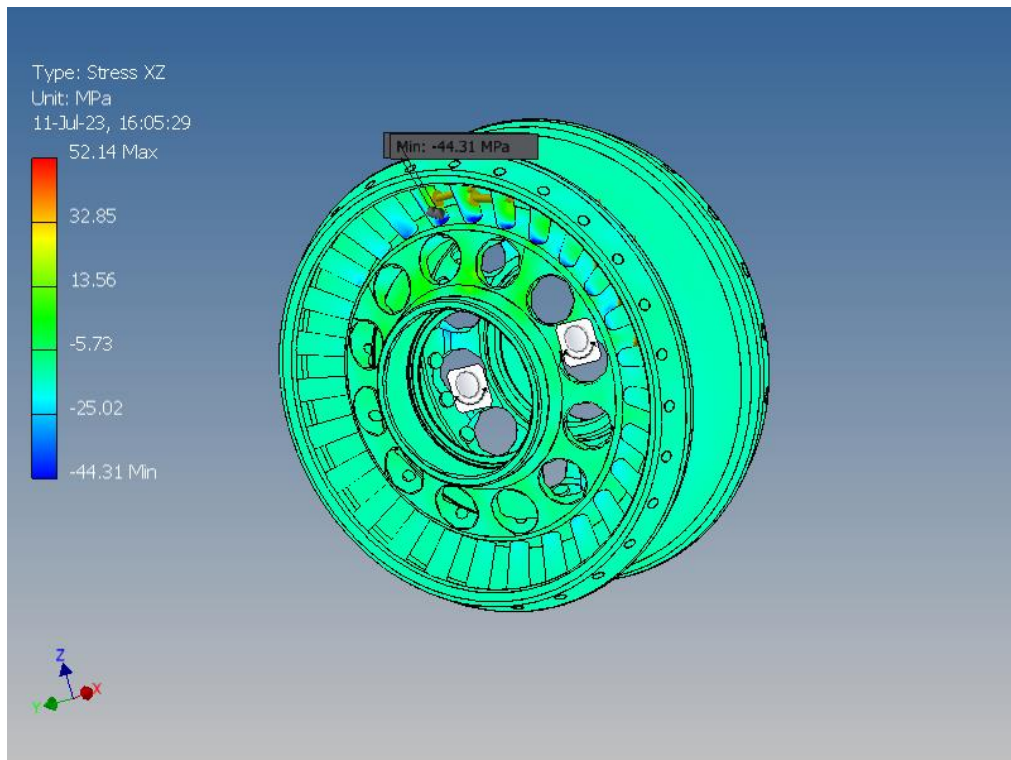


Fig. A2.46. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa

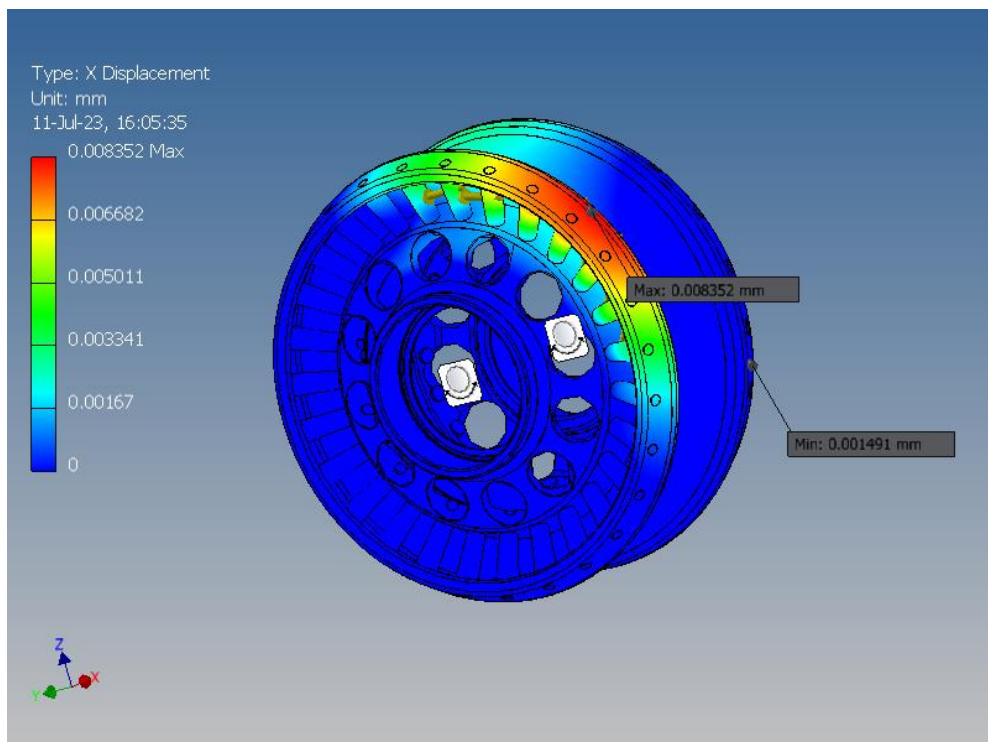


Fig. A2.47. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm

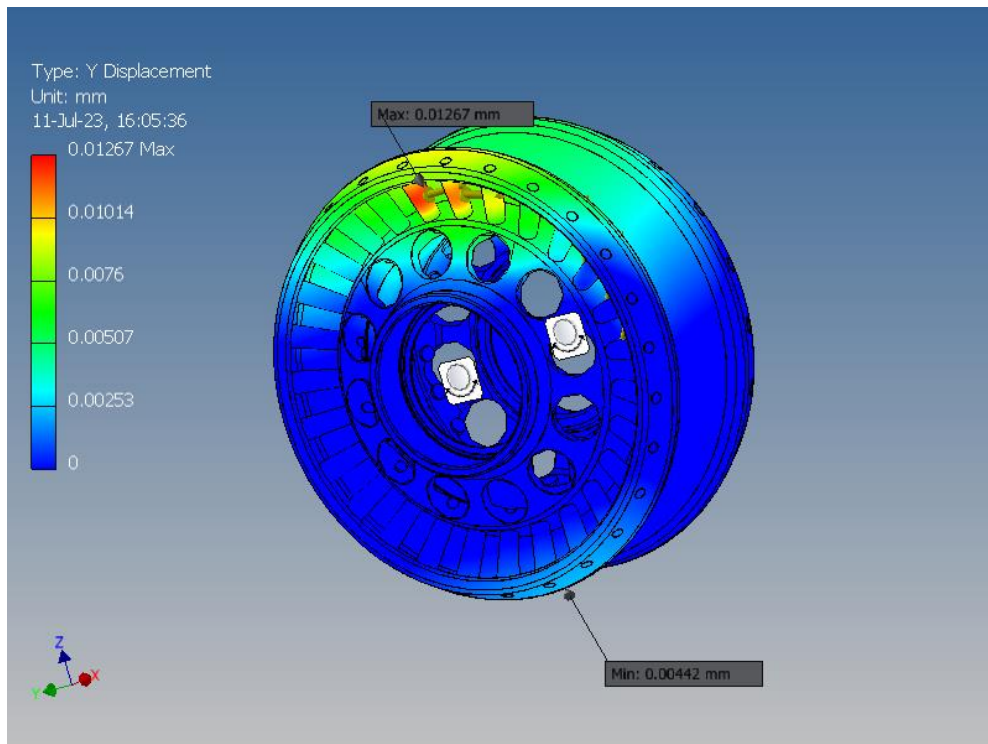


Fig. A2.48. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm

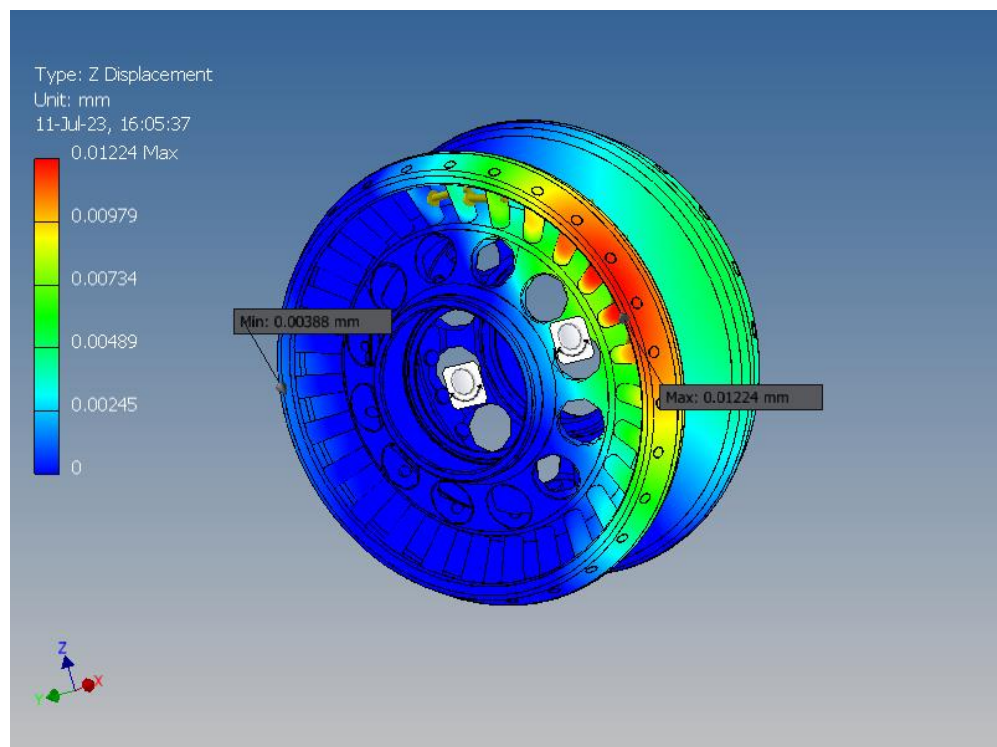


Fig. A2.49. Opțiunea constructivă 2 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm

A2.2.4 OPȚIUNEA CONSTRUCTIVĂ 3 A ROȚII- SATELIT

Von considera transmisia precesională cu construcția de opțiunea 3 a roții-satelit cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^B . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil transmis este $T_{4max} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

În continuare, vom adăuga toți parametrii noștri de calcule teoretice în modelul 3D.

Tabelele A2.17, A2.19 includ proprietățile fizice-mecanice și materialele a roții-satelit. Tabelul A2.18 include date privind dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de tensiune a roții-satelit sunt prezentate în tabelul A2.20.

Tabelul A2.17. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Mass	1.10911 kg
Area	105830 mm ²
Volume	142064 mm ³
Center of Gravity	x=0.896141 mm y=-0.0020746 mm z=0.000349365 mm

Tabelul A2.18. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.19. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

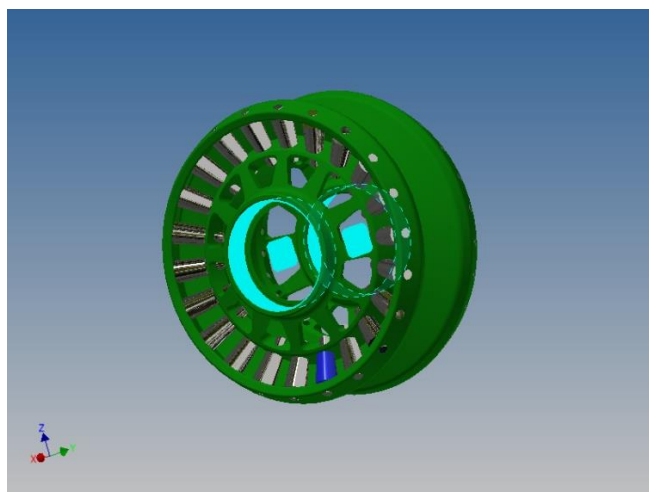


Fig. A2.50. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Elemente de fixare

Tabelul A2.20. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	142081 mm ³	
Mass	1.10925 kg	
Von Mises Stress	0.00586298 MPa	185.87 MPa
1st Principal Stress	-66.5885 MPa	194.041 MPa
3rd Principal Stress	-262.008 MPa	55.4813 MPa
Displacement	0 mm	0.0154731 mm
Safety Factor	1.48383 ul	15 ul
Stress XX	-111.548 MPa	129.183 MPa
Stress XY	-62.1029 MPa	58.5862 MPa
Stress XZ	-42.9493 MPa	51.6177 MPa
Stress YY	-169.603 MPa	117.683 MPa
Stress YZ	-74.8582 MPa	86.921 MPa
Stress ZZ	-152.296 MPa	169.948 MPa
X Displacement	-0.00156855 mm	0.0086741 mm
Y Displacement	-0.00449806 mm	0.0129778 mm
Z Displacement	-0.00387016 mm	0.0127081 mm
Equivalent Strain	0.0000000251692 ul	0.000900184 ul
1st Principal Strain	-0.000000954285 ul	0.000842934 ul
3rd Principal Strain	-0.001089 ul	0.00000242815 ul
Strain XX	-0.000280069 ul	0.000633208 ul
Strain XY	-0.000399632 ul	0.000377002 ul
Strain XZ	-0.000276379 ul	0.00033216 ul
Strain YY	-0.000526488 ul	0.000465359 ul
Strain YZ	-0.000494064 ul	0.000559337 ul
Strain ZZ	-0.000487776 ul	0.000696959 ul
Contact Pressure	0 MPa	1764.52 MPa
Contact Pressure X	-381.243 MPa	229.525 MPa
Contact Pressure Y	-1455.52 MPa	618.549 MPa
Contact Pressure Z	-1052.88 MPa	983.328 MPa

În continuare, vor fi date cifrele și valorile în variantele grafice.

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerice:

1. Tensiunea angrenajului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.51)
2. 1-a tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.52)
3. A 3-ea tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.53)
4. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.54)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.55)
6. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.56)
7. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.57)
8. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.58)
9. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.59)
10. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (figura A2.60)
11. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.61)

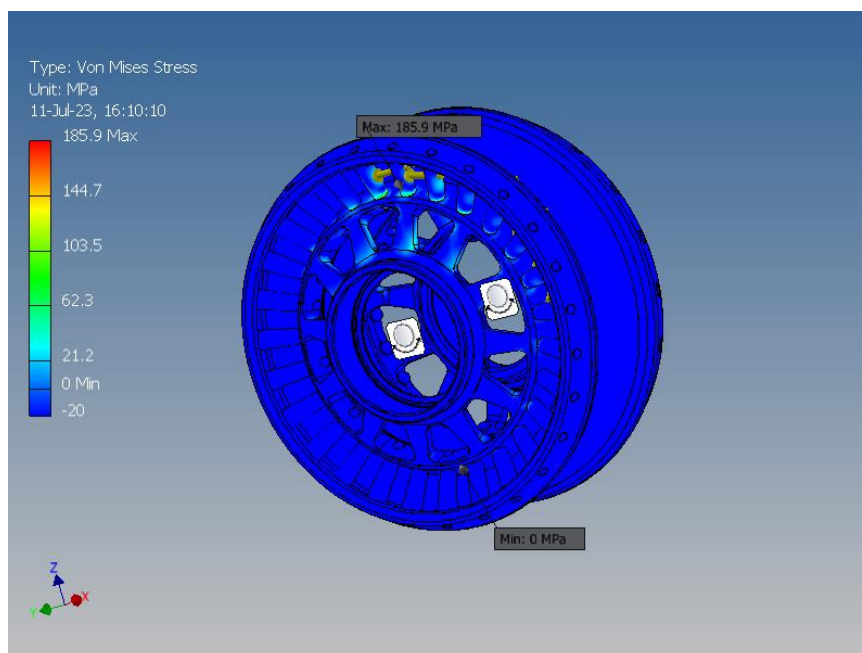


Fig. A2.51. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea după Von Mises, MPa

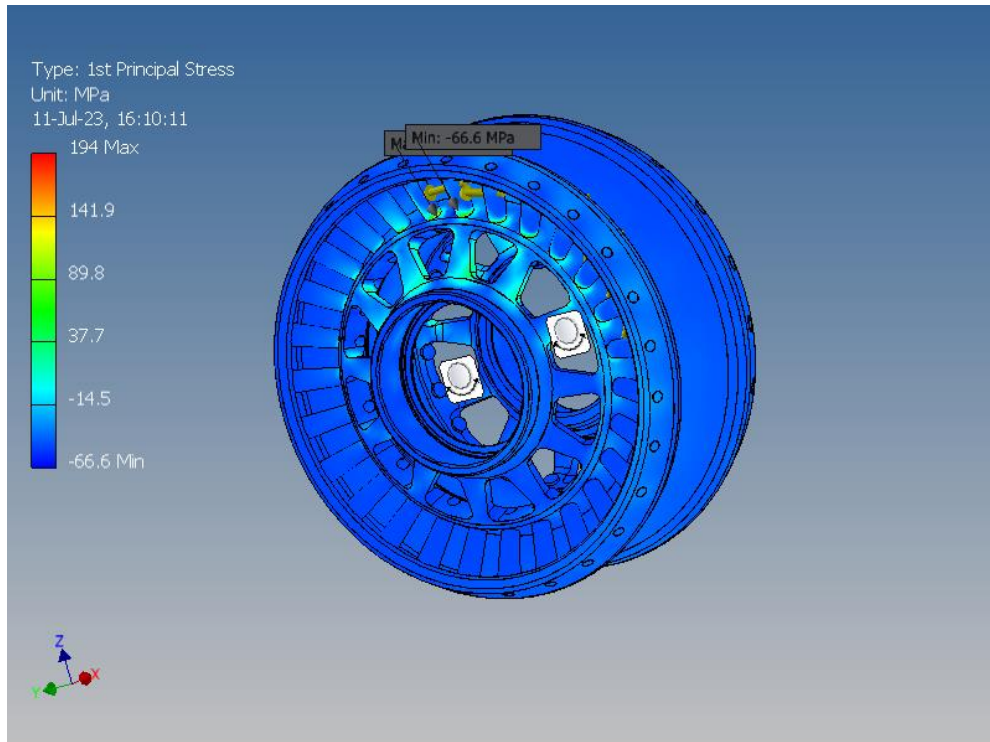


Fig. A2.52. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). 1-a tensiune principală, MPa

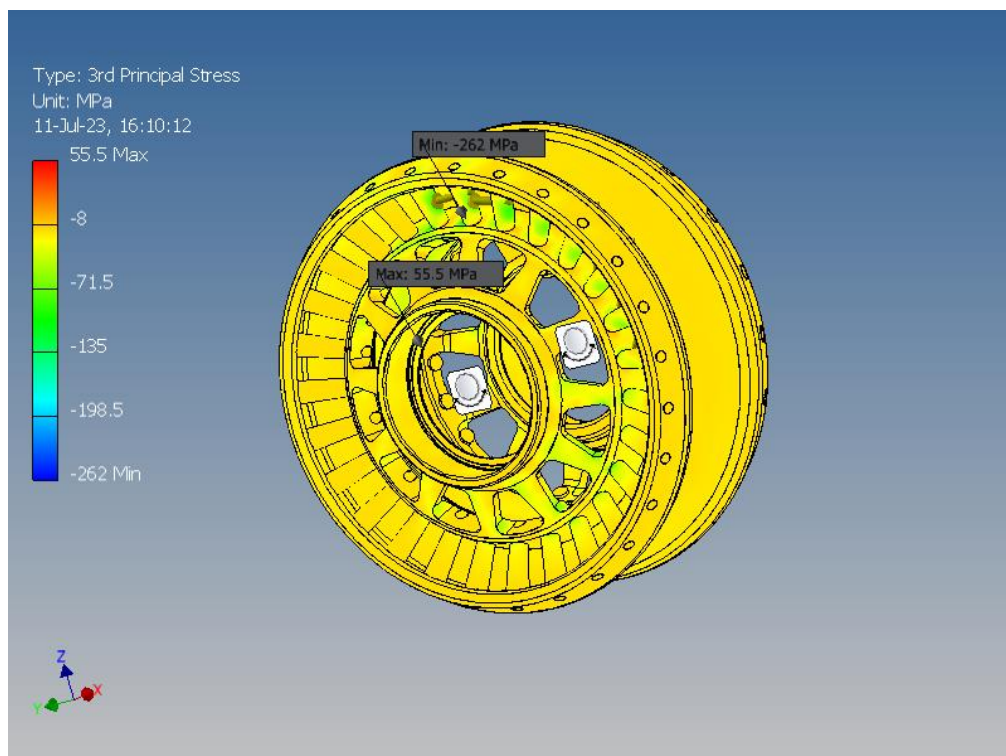


Fig. A2.53. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27, Z_3 = 22, \delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ, \beta_{(1-2)} = 3,5^\circ, \beta_{(3-4)} = 4,78^\circ, \theta = 3,5^\circ, R_m = 46 \text{ mm}, r_2 = 2,9 \text{ mm}, r_3 = 4,38 \text{ mm}$). A 3-ea tensiune principală, MPa

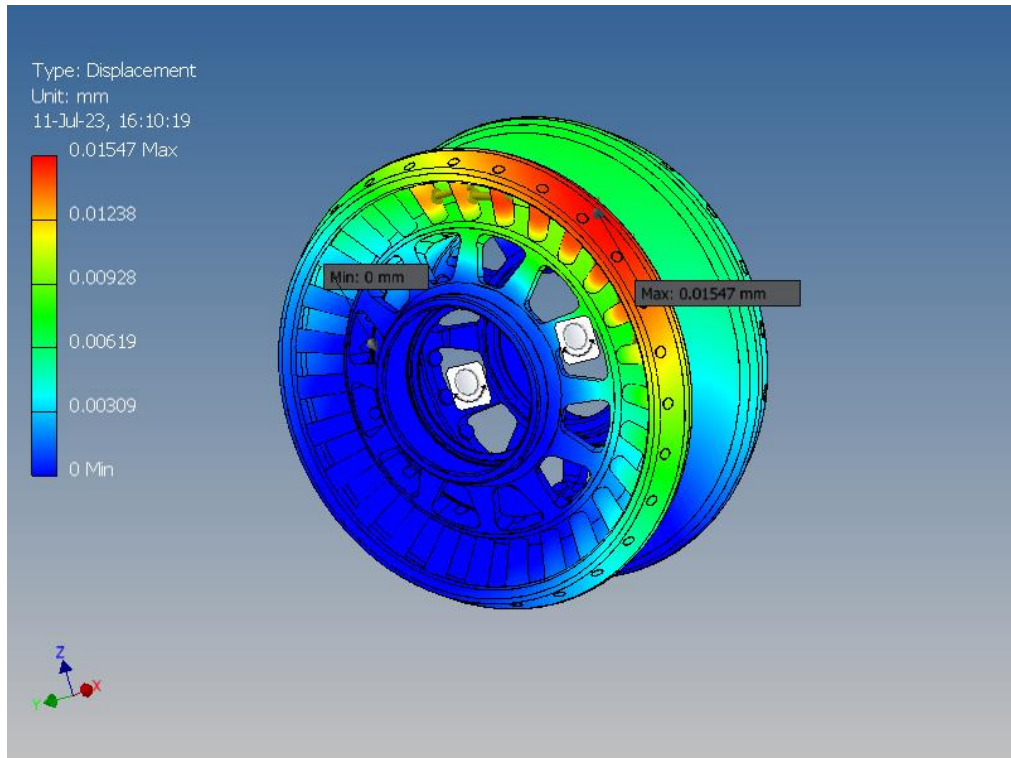


Fig. A2.54. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară, mm

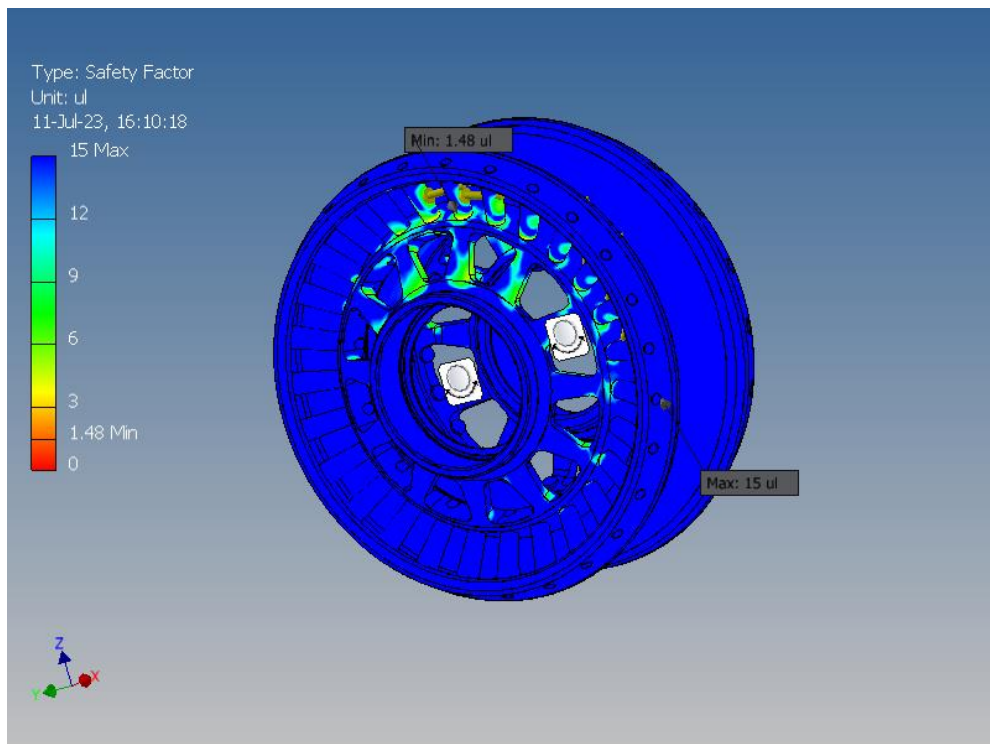


Fig. A2.55. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Coefficient de siguranță

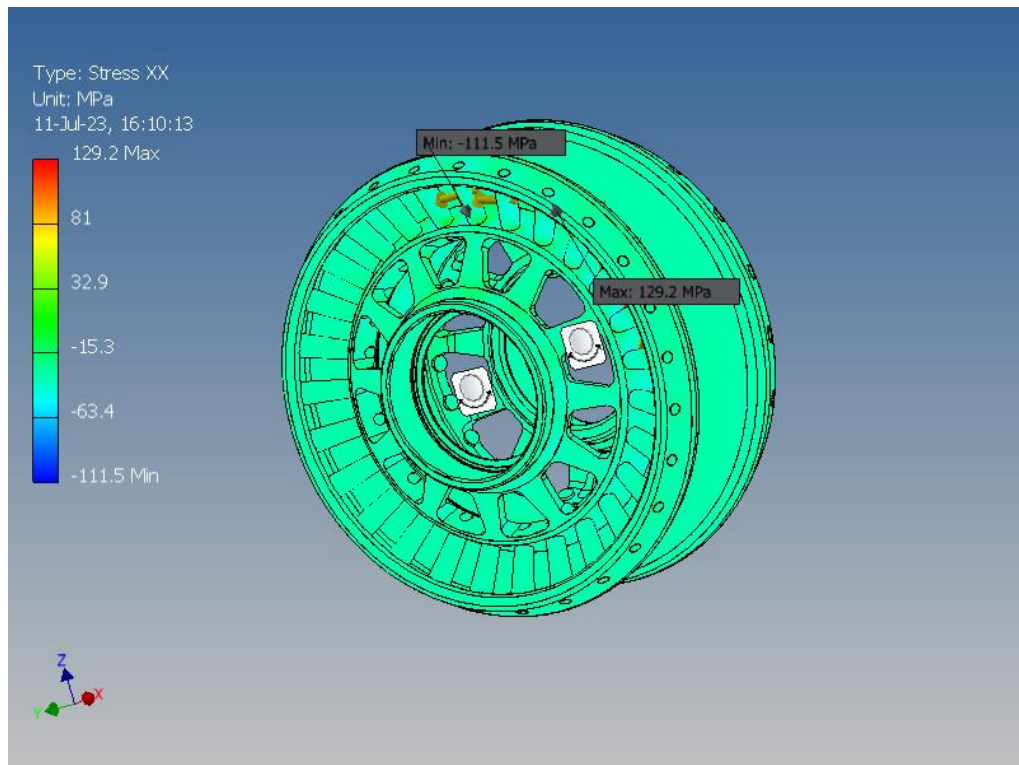


Fig. A2.56. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa

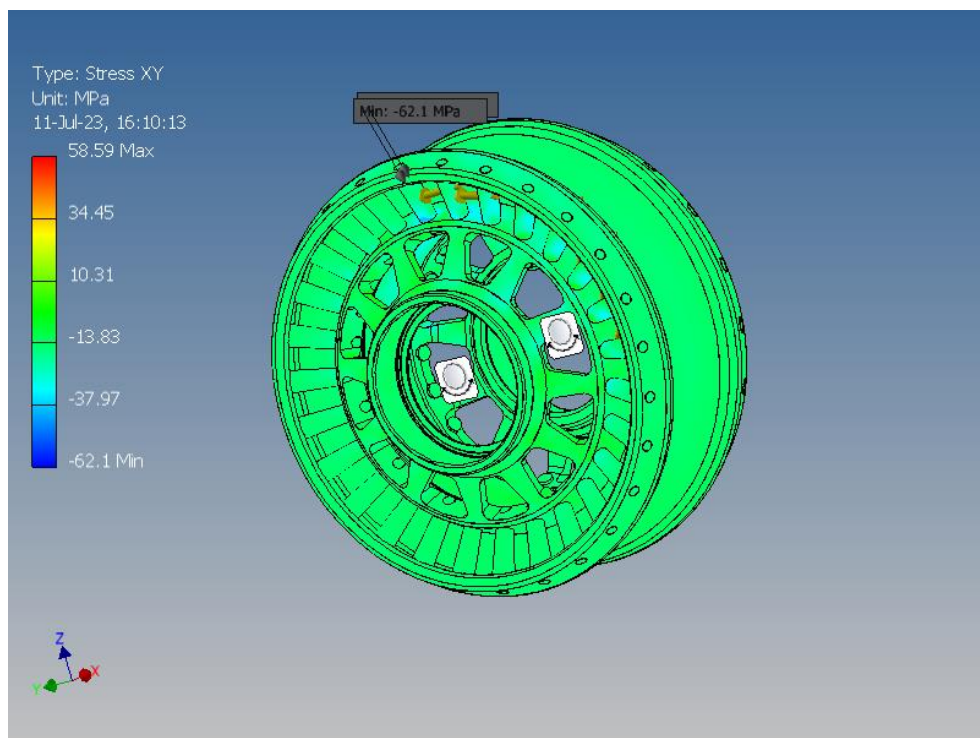


Fig. A2.57. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa

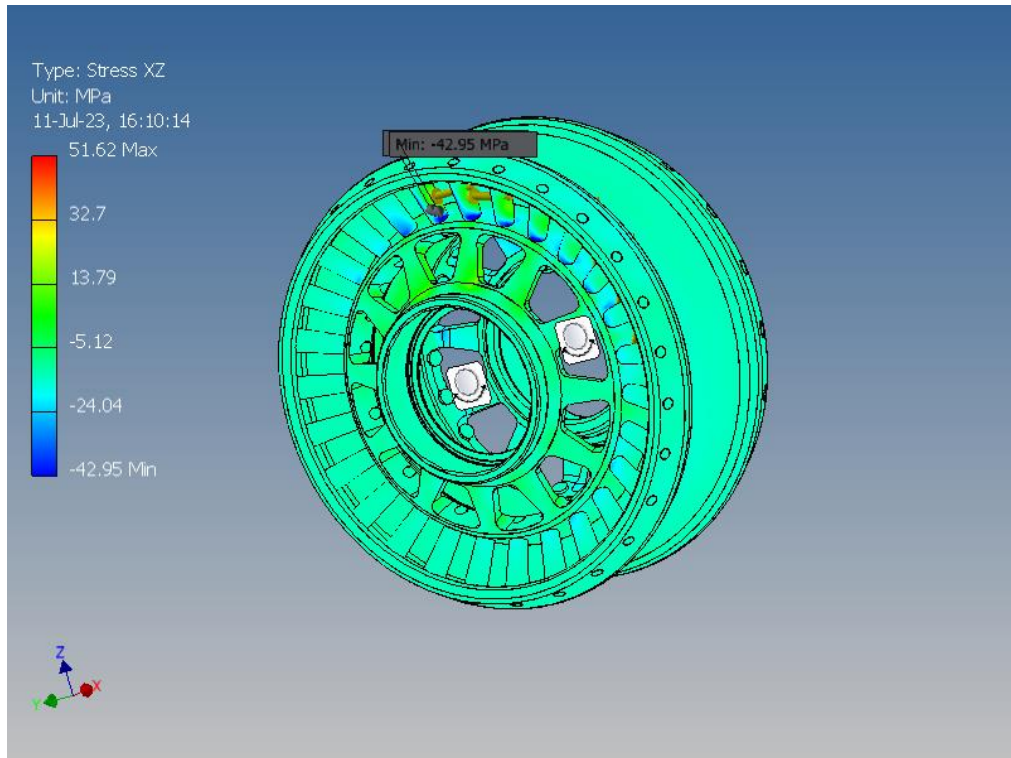


Fig. A2.58. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa

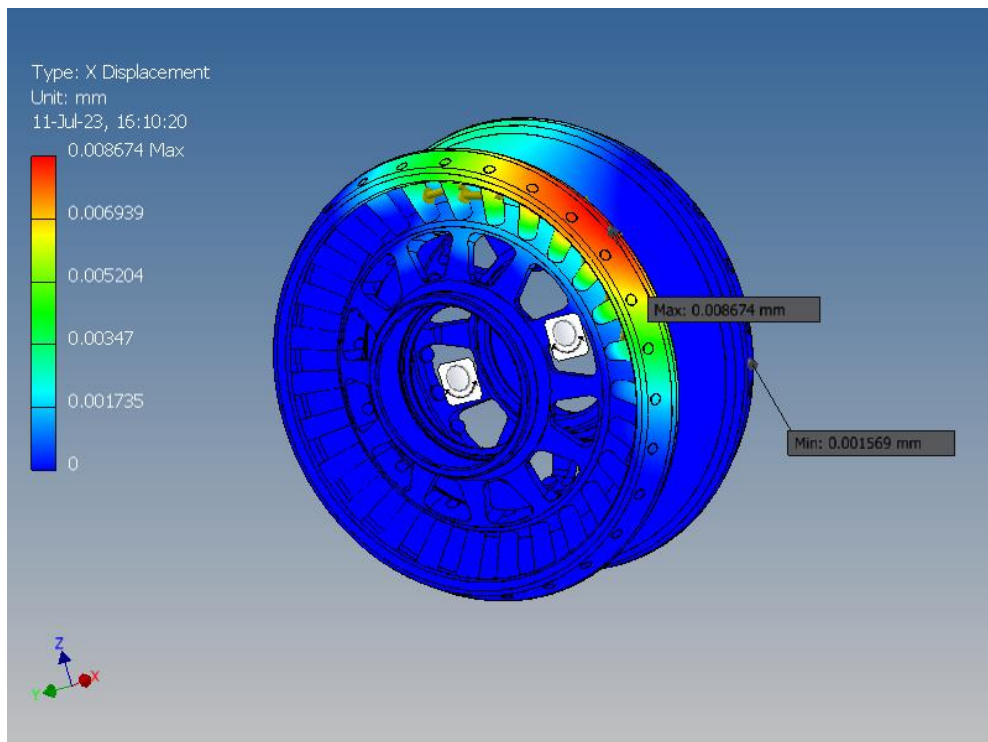


Fig. A2.59. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm

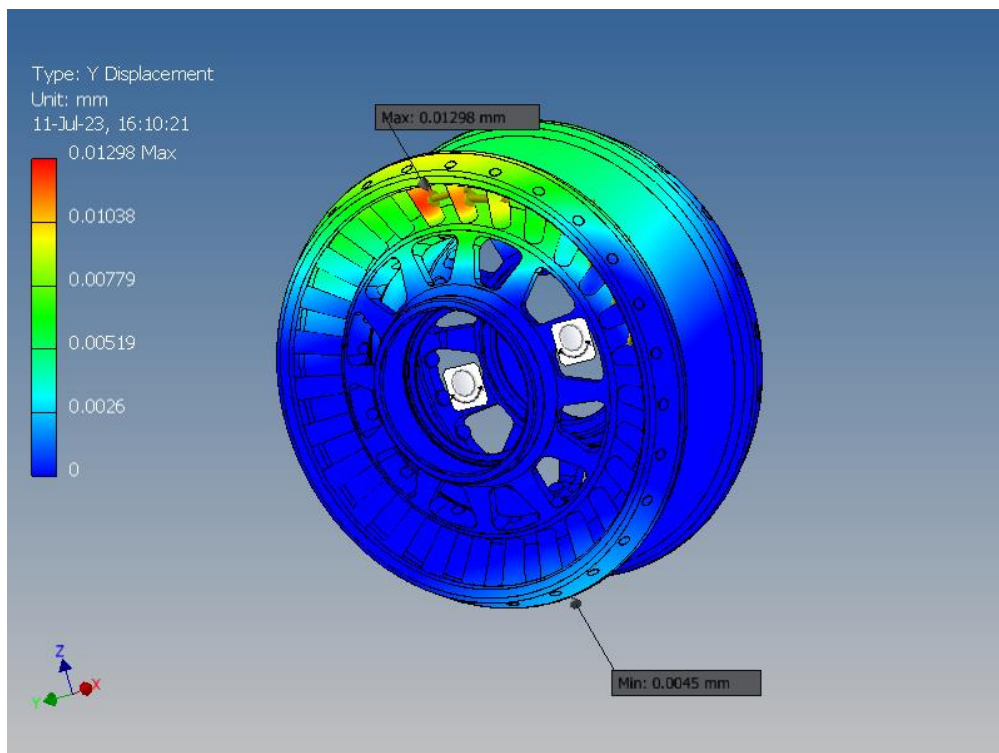


Fig. A2.60. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm

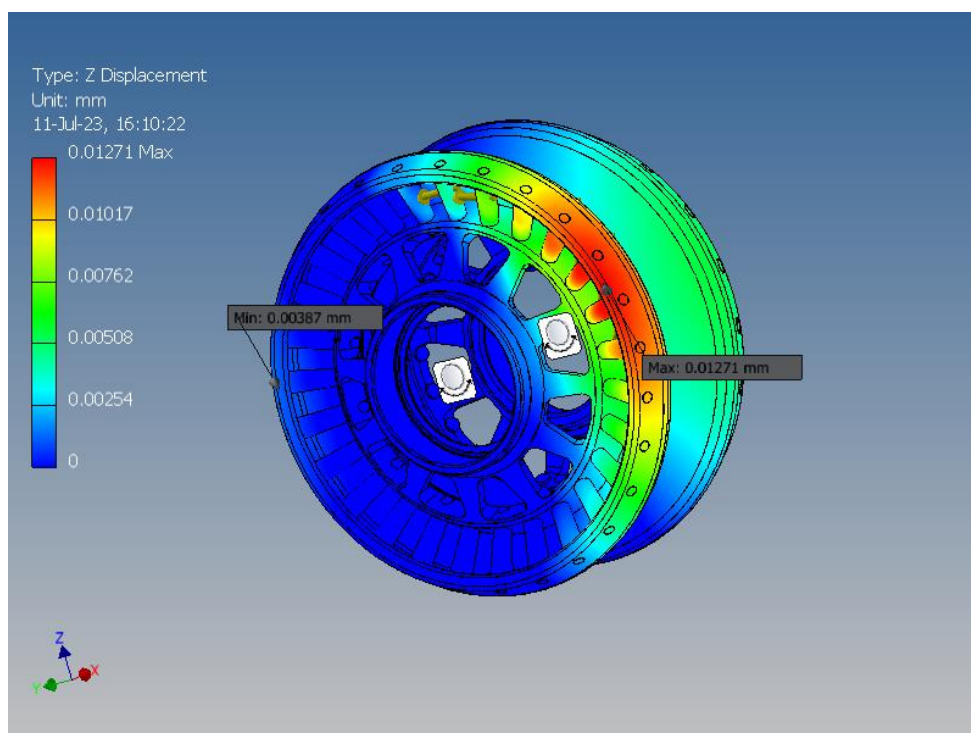


Fig. A2.61. Opțiunea constructivă 3 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm

A2.2.5 OPȚIUNEA CONSTRUCTIVĂ 4 A ROȚII- SATELIT

Von considera transmisia precesională cu construcția de opțiunea 4 a roții-satelit cu angrenaj de tipul A_{cx-cv}^B . Se stabilește că momentul de torsiune maxim admisibil transmis este $T_{4max} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$.

În continuare, vom adăuga toți parametrii noștri de calcule teoretice în modelul 3D.

Tabelele A2.21, A2.23 includ proprietățile fizice-mecanice și materialele a roții-satelit. Tabelul A2.22 include date privind dimensiunile și formele elementelor finite. Rezultatele simulărilor numerice de tensiune a roții-satelit sunt prezentate în tabelul A2.24.

Tabelul A2.21. Proprietățile fizice ale Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Mass	1.09535 kg
Area	105192 mm ²
Volume	140299 mm ³
Center of Gravity	x=0.921802 mm y=-0.00349316 mm z=0.000975769 mm

Tabelul A2.22. Setările parametrilor elementelor finite ale Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part-based measure for Assembly mesh	Yes

Tabelul A2.23. Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor (roata-satelit) Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A_{cx-cv}^B ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46 \text{ mm}$, $r_2 = 2,9 \text{ mm}$, $r_3 = 4,38 \text{ mm}$)

Name	Steel 40H, High Strength, Low Alloy	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	275.8 MPa
	Ultimate Tensile Strength	448 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.287 ul
	Shear Modulus	77.7001 GPa

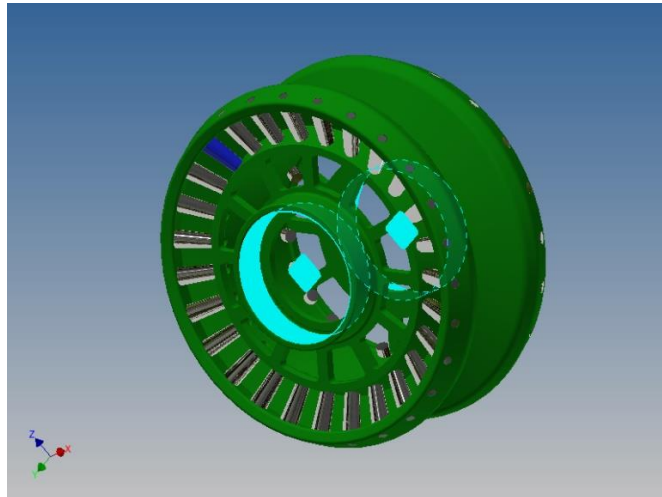


Fig. A2.62. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Elemente de fixare

Tabelul A2.24. Rezultatele simulărilor numerice de solicitare ale Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm)

Name	Minimum	Maximum
Volume	140316 mm ³	
Mass	1.09548 kg	
Von Mises Stress	0.00421316 MPa	205.972 MPa
1st Principal Stress	-73.7008 MPa	214.38 MPa
3rd Principal Stress	-268.001 MPa	87.0153 MPa
Displacement	0 mm	0.0230341 mm
Safety Factor	1.20486 ul	15 ul
Stress XX	-118.091 MPa	123.883 MPa
Stress XY	-67.0359 MPa	58.5013 MPa
Stress XZ	-60.218 MPa	65.9871 MPa
Stress YY	-208.97 MPa	133.426 MPa
Stress YZ	-77.2298 MPa	90.8061 MPa
Stress ZZ	-151.166 MPa	188.734 MPa
X Displacement	-0.0018469 mm	0.0166461 mm
Y Displacement	-0.00612715 mm	0.0138839 mm
Z Displacement	-0.00360974 mm	0.0168186 mm
Equivalent Strain	0.0000000192852 ul	0.00096381 ul
1st Principal Strain	-0.00000446186 ul	0.000917962 ul
3rd Principal Strain	-0.00113581 ul	0.00000145128 ul
Strain XX	-0.00034832 ul	0.000607411 ul
Strain XY	-0.000442437 ul	0.000376456 ul
Strain XZ	-0.000397439 ul	0.000435515 ul
Strain YY	-0.000760696 ul	0.000480794 ul
Strain YZ	-0.000509716 ul	0.000584337 ul
Strain ZZ	-0.000489233 ul	0.000905038 ul
Contact Pressure	0 MPa	1473.07 MPa
Contact Pressure X	-1408.2 MPa	1173.44 MPa
Contact Pressure Y	-751.276 MPa	594.9 MPa
Contact Pressure Z	-1057.92 MPa	541.634 MPa

În continuare, vor fi date cifrele și valorile în variantele grafice.

Vom examina următoarele rezultate critice de simulare numerică:

1. Tensiunea angrenajului transmisiei precesionale conform lui Von Mises (figura A2.63)
2. 1-a tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.64)
3. A 3-ea tensiune principală a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.65)
4. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.66)
5. Coeficient de siguranță al angrenajului transmisiei precesionale (figura A2.67)
6. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XX (figura A2.68)
7. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XY (figura A2.69)
8. Tensiunile de contact ale angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei XZ (figura A2.70)
9. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei X (figura A2.71)
10. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Y (figura A2.72)
11. Deformarea liniară a angrenajului transmisiei precesionale de-a lungul axei Z (figura A2.73)

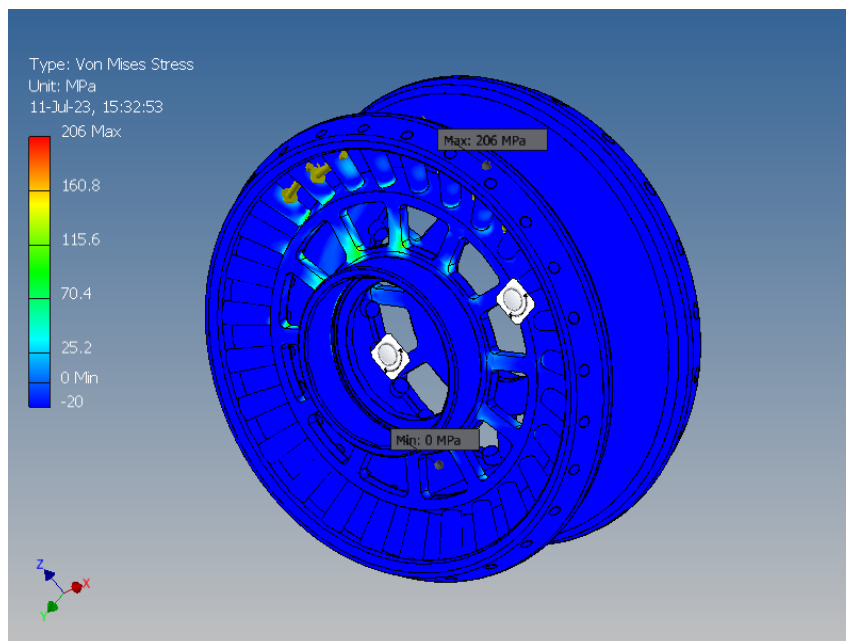


Fig. A2.63. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Tensiunea după Von Mises, MPa

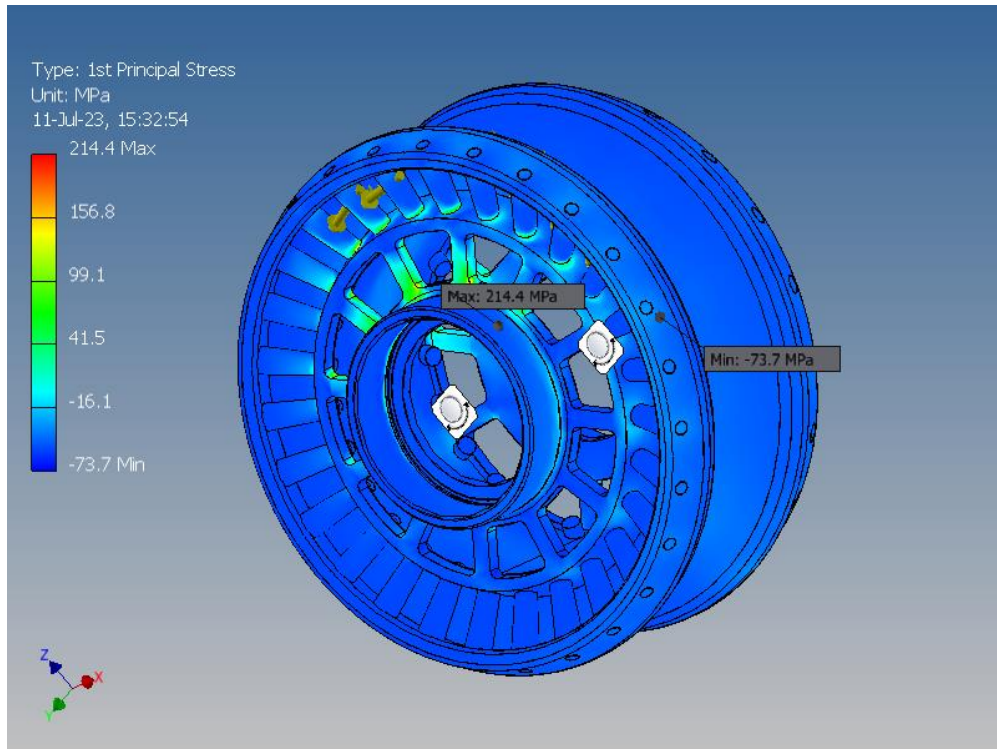


Fig. A2.64. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). 1-a tensiune principală, MPa

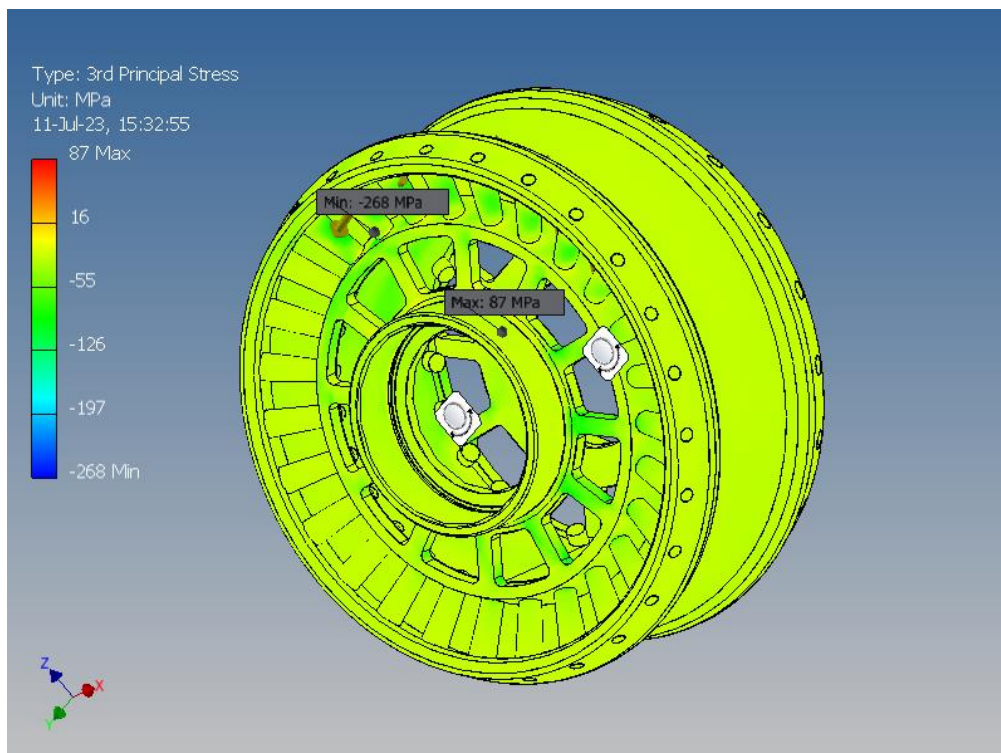


Fig. A2.65. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). A 3-ea tensiune principală, MPa

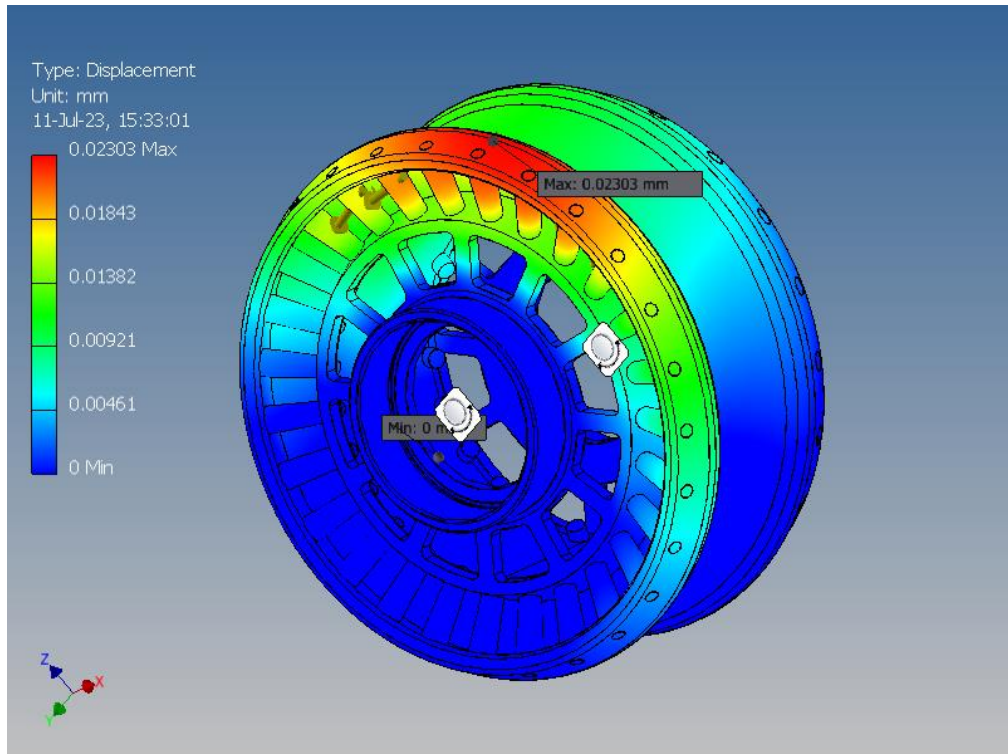


Fig. A2.66. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară, mm

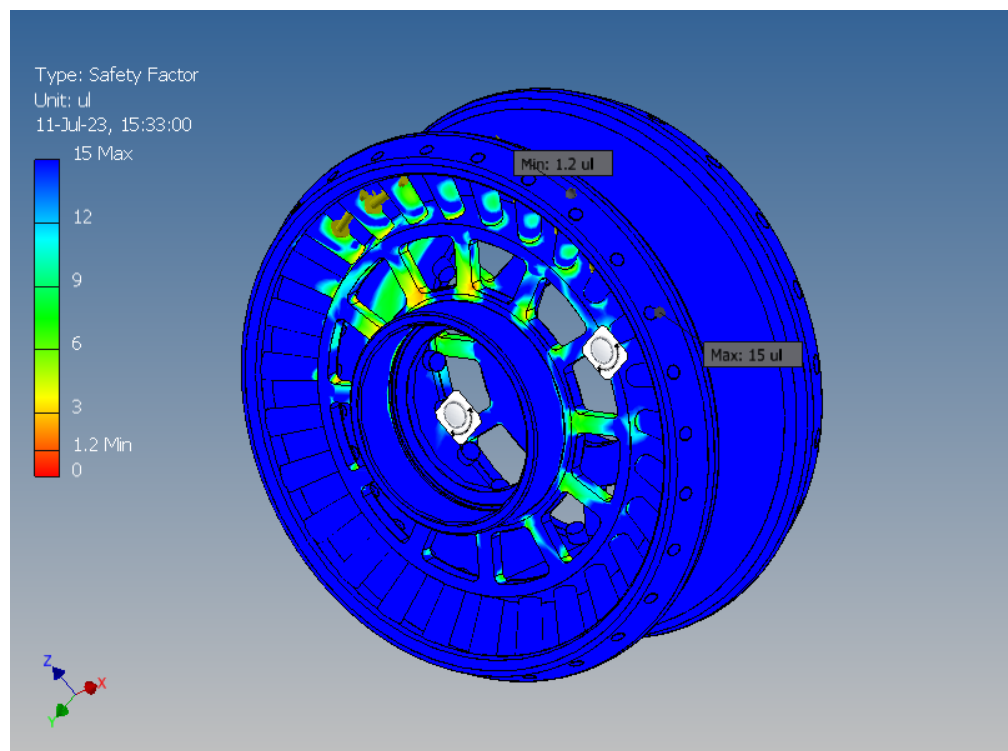


Fig. A2.67. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Coefficient de siguranță

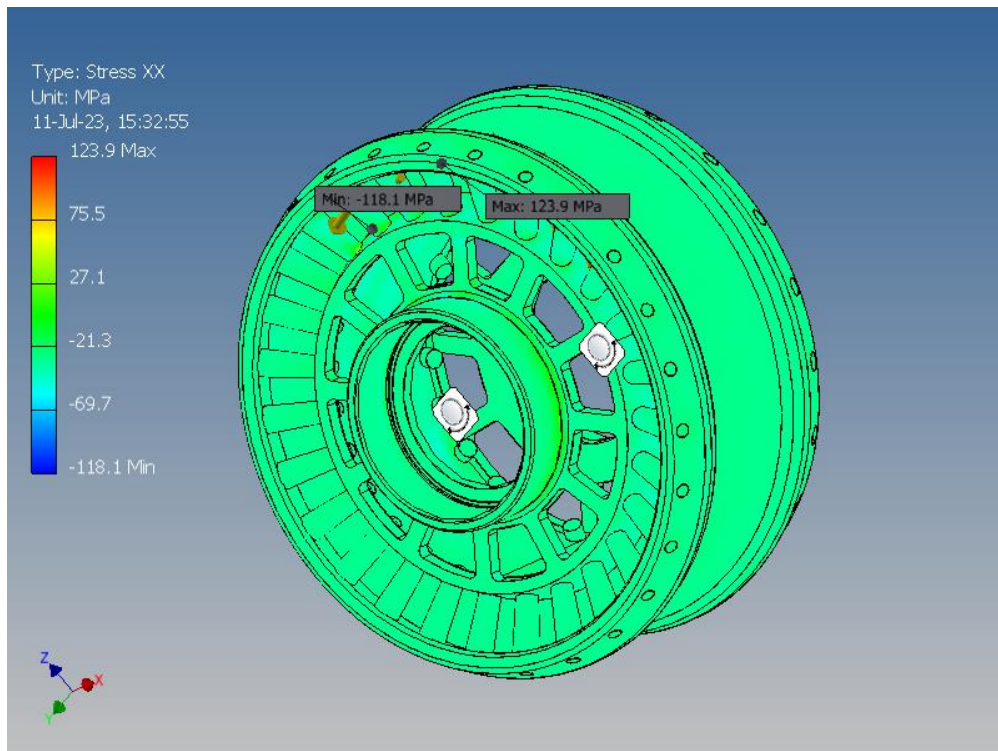


Fig. A2.68. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XX, MPa

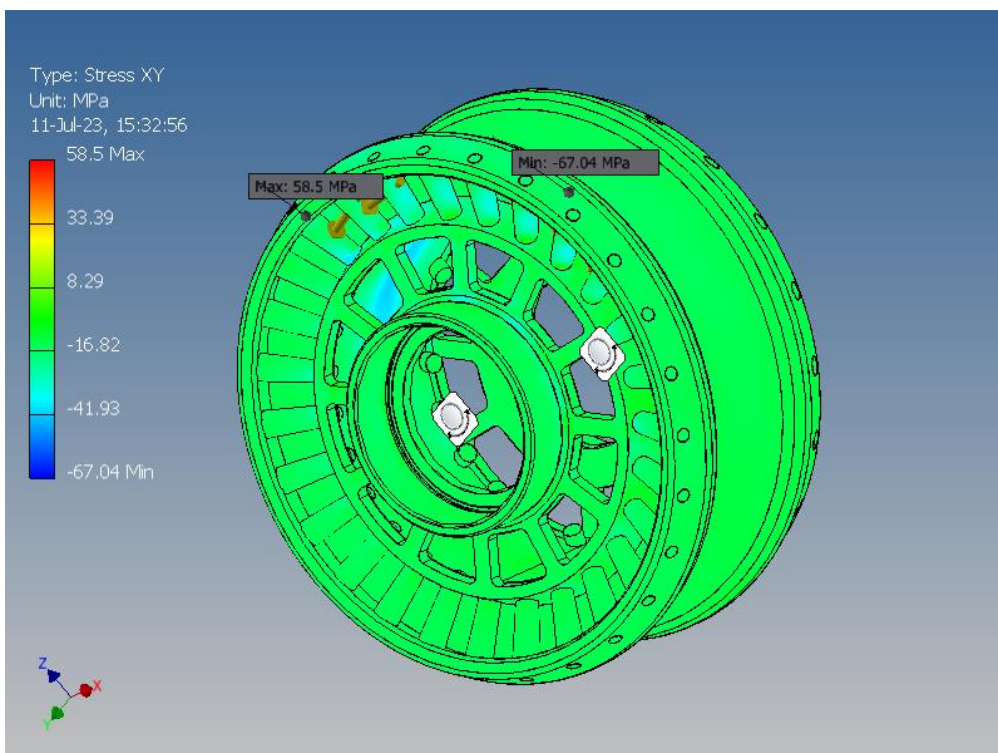


Fig. A2.69. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XY, MPa

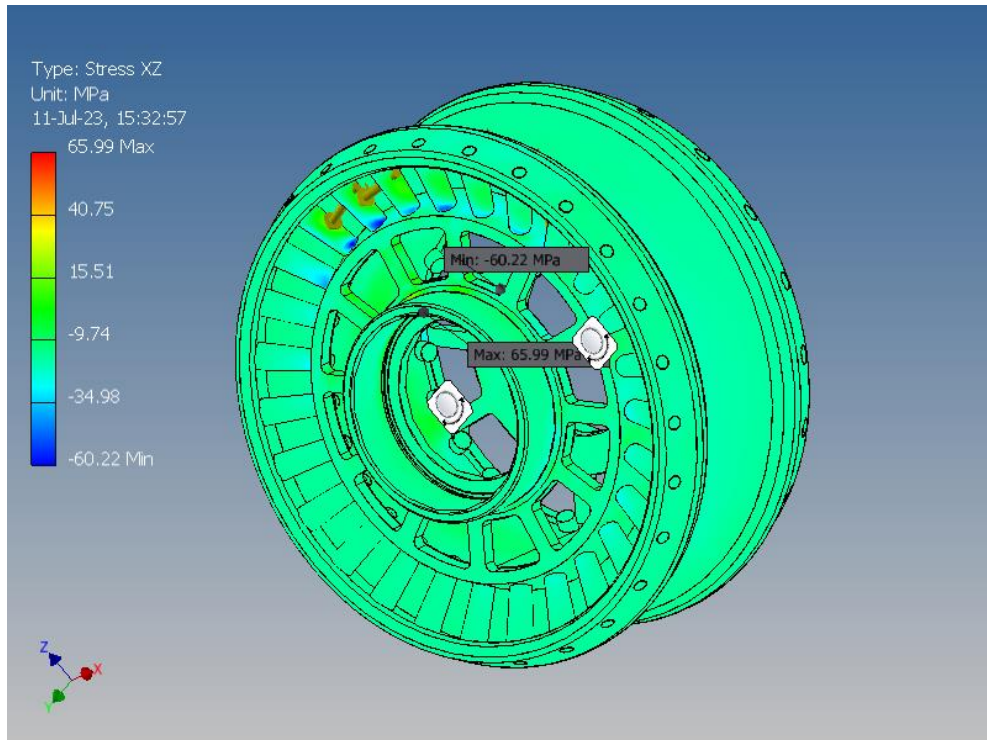


Fig. A2.70. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Tensiuni de contact de-a lungul axei XZ, MPa

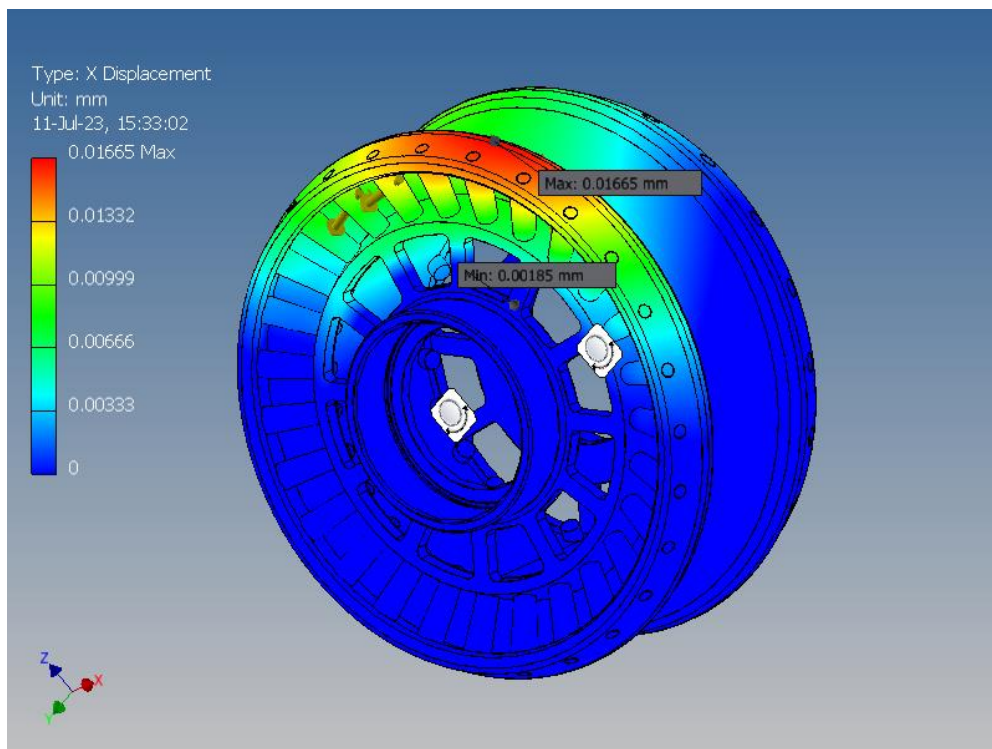


Fig. A2.71. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm). Deformarea liniară de-a lungul axei X, mm

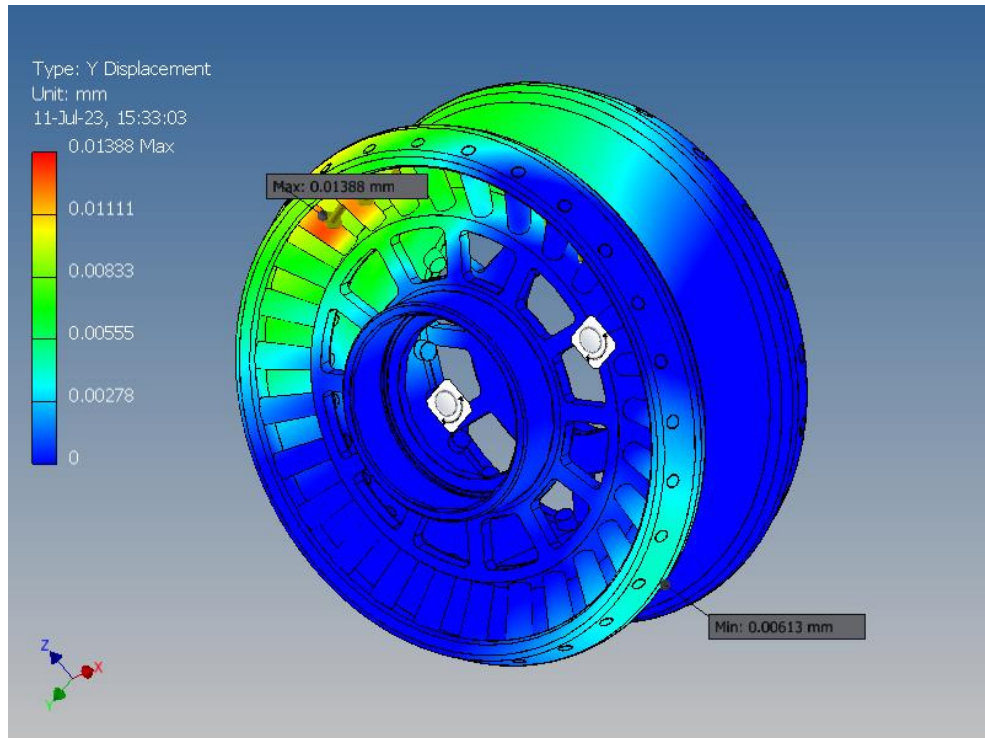


Fig. A2.72. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Y, mm

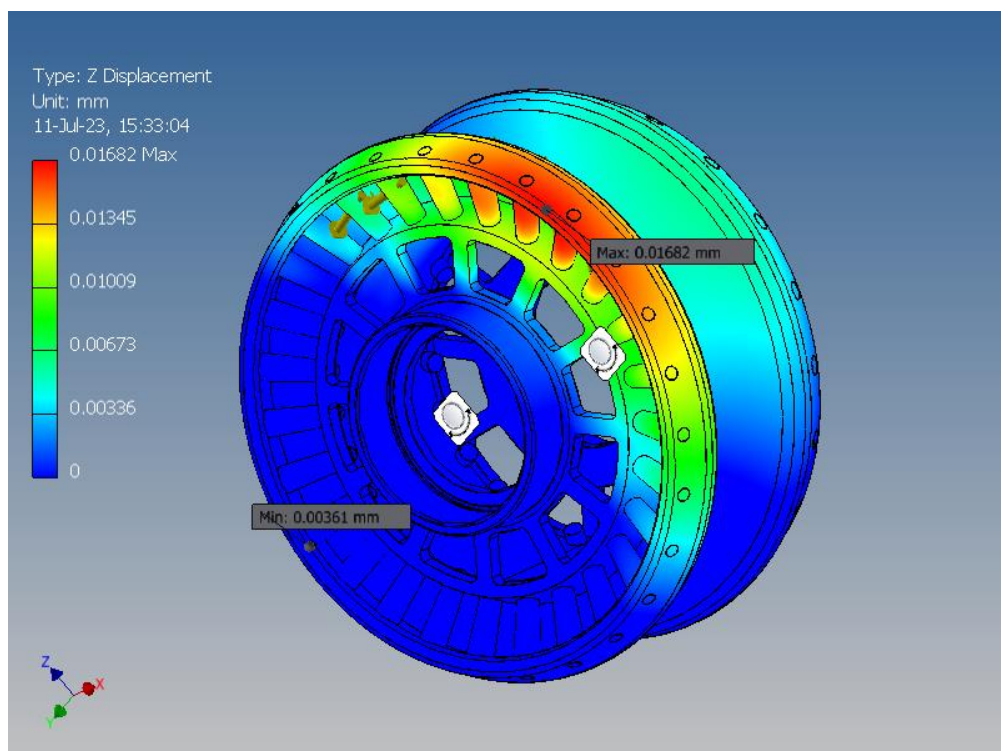


Fig. A2.73. Opțiunea constructivă 4 a roții-satelit cu angrenare de tip A^B_{CX-CV} ($Z_2 = 27$, $Z_3 = 22$, $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22,5^\circ$, $\beta_{(1-2)} = 3,5^\circ$, $\beta_{(3-4)} = 4,78^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $R_m = 46$ mm, $r_2 = 2,9$ mm, $r_3 = 4,38$ mm).

Deformarea liniară de-a lungul axei Z, mm

DECLARAȚIA PRIVIND ASUMAREA RĂSPUNDERII

Subsemnatul, Stanislav LEALIN, declar pe răspundere personală că materialele în teza de doctorat sunt rezultatul propriilor cercetări și realizări științifice. Conștientizez că, în caz contrar, urmează să suport consecințele în conformitatea cu legislația în vigoare.

Stanislav LEALIN

Semnătura _____

Data _____

CV-UL CANDIDATULUI

- Nume, Prenume: **Lealin Stanislav**
- Cetățenie: **Republica Moldova**
- Studii:
 1. **Ciclul I:** Universitatea Tehnică a Moldovei, Facultatea Inginerie și Management în Construcția de Mașini, Masterandă, Grupa TFA-042, Perioada: 2004-2008.
 2. **Ciclul II:** Universitatea Tehnică a Moldovei, Facultatea Inginerie și Management în Construcția de Mașini, Masterandă, Grupa - IPPCM 2012, Perioada: 2012-2014.
 3. **Ciclul III:** Universitatea Tehnică a Moldovei, Facultatea Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi, Studii de doctorat, Specialitatea: 242.05 - Tehnologii, procedee și utilaje de prelucrare, Perioada: 2014-2018.
- Stagii: Întreprinderea **Î.C.S “ISDP” S.R.L.**: 2008 – prezent.
- Domenii de interes științific: Autodesk Inventor, ANSYS, Stress Analysis, Simularea, Tehnologia Construcțiilor de Mașini, CAD, CAE.
- Participări la manifestări științifice (naționale și internaționale): În cadrul elaborării tezei s-au publicat 7 lucrări, dintre care: 3 reviste internaționale, 2 conferințe internaționale, s-au obținut 2 brevete de invenție, s-a depus o cerere de brevet de invenție, fiind prezentate în cadrul a 4 expoziții internaționale.
- Lucrări științifice și științifico-metodice publicate:
 1. **IManEE 2015.** *Stress Analysis, Frame Analysis and Calculation of Metal Structures in Inventor Software.*
 2. **IManEE 2018.** *Design optimization of the satellite in precessional transmission.*
 3. **Tehnomus 2021.** *Optimization cost and quality in manufacturing process using tolerance analysis.*
 4. **Brevet de invenție Nr.1217.** *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.*
 5. **Brevet de invenție de scurta durata Nr.4731.** *Roată-satelit*
 6. **Salonul Internațional al Cercetării Științifice, Inovării și Invenției PRO.** Cluj Napoca, Romania. March 2019. *ROATĂ SATELIT.*
 7. **Proceedings of the 12-th Edition of European Exhibition of Creativity and Innovation,** Romania 2020. *Wheel-satellite.*

8. **Innovation and Creative Education Fair for Youth ICE-USV.** July 2022. Suceava, Romania. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.*
 9. **INFOINVENT 2021 Ediția a XVII-a.** Expoziția Internațională Specializată, *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic.* Diplomă și medalia de argint.
 10. **INVENTICA 2023.** Diplomă și medalia de Aur. *Planetary precessional transmission.*
 11. **IManEE 2023.** *Calculul numeric al angrenării precesionale convex-concave multipare.* Chișinău, Moldova 2023.
 12. **JES 2023.** *Comparison and evaluation of classical methods of dimensional chains theory and their modern analogues.* Chișinău, Moldova 2023.
- Cunoașterea limbilor:
 1. *Limba maternă – Rusă,*
 2. *Limba română – A2,*
 3. *Limba engleză – B1.*
 - Date de contact de serviciu:
 1. adresa: Chișinău, str. Studenților, 9/8, blocul de studii nr. 6
 2. telefon: +37379538586
 3. e-mail: stanislav.lealin@gmail.com, stanislav.lealin@j-tec.com.