





*Universitatea POLITEHNICA din București*  
*Facultatea Ingineria și Managementul Sistemelor*  
*Tehnologice*



# Journal of Industrial Engineering and Robotics

*2021, Volume 5, Issue 1*

## **Comitetul Științific al Revistei de Inginerie Industrială**

Prof.dr.ing.	AMZA Catalin
Conf.dr.ing.	BACIU Florin
Conf.dr.ing.	CATANA Madalin-Gabriel
S.l.dr.ing.	DIJMARESCU Manuela-Roxana
S.l.dr.ing.	NICULAE Elisabeta
Conf.dr.ing.	POPA Laurentiu
S.l.dr.ing.	POPESCU Adrian
Prof.dr.ing.	SEVERIN Irina
S.l.dr.ing.	TUDOSE Daniela Ioana
Conf.dr.ing.	UNGUREANU Liviu Marian

## **Comitetul de Redacție al Revistei de Inginerie Industrială**

Prof.dr.ing.	DUMITRESCU Andrei
S.l.dr.ing.	PARPALA Radu
S.l.dr.ing.	RADU Constantin
S.l.dr.ing.	ROTARU Alexandra
S.l.dr.ing.	TUDOSE Virgil

### **Editori**

Prof.dr.ing.ec.	DOICIN Cristian
Conf.dr.ing.	VLĂSCEANU Daniel

## Cuprins

Modeling a pick and place mechanism used in factories <b>TAMAȘ Eugen-Adrian, COCOLOȘ Ana Maria Nicoleta</b> .....	1
The construction of a model of the shaping mechanism and its kinematic analysis using the MATHCAD software <b>MEHEDINȚI Patricia Camelia, PEREȚEANU Adrian Iulian, STAN Andreea Georgiana</b> .....	7
Bi-mobile robot positional and kinematic modeling <b>GHEORGHITĂ Alexandru</b> .....	15
Structural analysis and modeling in Inventor of a forging mechanism <b>DIACONU Ramona, DRAGAN Adrian</b> .....	20
Modelling of an overhead valve engine mechanism <b>POPA Andrei-Sebastian, GRECU Andrei-Bogdan, TOȘU Tiberiu-Nicolae</b> .....	25
Impact of IOT in logistics <b>ȘTEFAN Bianca Minodora</b> .....	30
Structural and functional characteristics of a seedlings transplanting manipulator <b>SOARE Gabriel Alexandru, ZAMFIR Andreea, TALĂ George, BURTAN Alexandru Cosmin, ILIE Florin Cosmin</b> .....	34
Study regarding the construction and use of surgical robots <b>DAVIDESCU Andrei-Iulian, DINU Sabrina-Alexandra, OLTEANU Andreea-Anamaria</b> .....	40
Modeling and simulation of a multifunctional recovery system <b>TODERITĂ Andra Petronela</b> .....	46
3D modeling and printing of a robotic arm <b>MEILESCU Mihai</b> .....	54
Modeling, simulation and realization of a mechanical system for moving on snow <b>CIOBANU Alexandru Costin</b> .....	60
Robotization of palletization processes <b>GEORGESCU Tiberiu-Marian, GEORGESCU Aurelia-Mioara, MARIN Mihai-Gabriel</b> .....	68
Dynamic synthesis of diesel engine 12 LDA 28 - LDE 2100 HP - with rotary cam and roller transport rack <b>BIBIREConstantin</b> .....	76
Study on the construction and operation of exoskeleton equipment <b>POPESCU Doina-Maria</b> .....	84
Finite differences in the study of mechanisms <b>CUMPĂNĂȘOIU Georgeta-Simona, BUDUȘAN Rareș-Voicu, CROITORU Simona, FLORESCU Andrei-George</b> .....	91
Opportunities and disadvantages of the technical discipline teaching system in the online version versus face-to-face teaching <b>MIHAI (LUPȘE) Cristina-Elena</b> .....	99
The design, modeling and assembly of a bridge structure made of wood sticks <b>ZENCENCO Emanuel-Eduard</b> .....	107

Pre-dimensioning and design of torsion bars for automobile suspensions <b>ȚURCANU Valentina Ana Maria</b> .....	113
Cutting-edge materials in aerospace industry <b>BOCU Ștefania-Denisa, MOSOR Teodora</b> .....	119
Comparative study regarding the modeling of a beam with solid or beam type elements <b>COSTACHE Filofteia-Bianca</b> .....	125
Design concepts and optimization of kinematic mounts used in space applications <b>BURLOU Andreea</b> .....	131
Optimization of mountain bike suspension triangle <b>MECHTALY Nisrine</b> .....	140
Impact behavior of a new type of sandwich material used for shock damping, proposed in motorcycle helmet manufacturing <b>STANCIU Cornel Răzvan</b> .....	147
Stress analysis for a spark ignition engine piston using FEM <b>COSTACHE Marian</b> .....	160
Designing, analysis and manufacturing of a scissor lift platform <b>EKICI Murat Metehan</b> .....	168
Study of the geometry change in the double- lap adhesive joints <b>STOICA Constantin- Romică</b> .....	176
Finite element analysis of the contact between tooth flanks for an involute spur gear <b>CIMPOERU Marian-Cătălin</b> .....	187
Design and mechanical study of the leg orientation system of a climbing hexapod <b>TÎRSÎNA Nicoleta</b> .....	195
Experimental researches about controlling an AGV using RFID <b>STAICU Mihai Laurențiu</b> .....	203
Experimental researches about controlling an AGV using RFID <b>SCARLAT Andrei-Daniel</b> .....	207
RFID building access system <b>SCARLAT Andrei-Daniel</b> .....	211
Designing and development of a teaching AGV <b>FLOREA Alexandru-Valentin</b> .....	215
Study on the implementation of AGV wireless loading solutions <b>DRĂGAN Alin-Leonard</b> .....	219

## MODELING A PICK AND PLACE MECHANISM USED IN FACTORIES

TAMAȘ Eugen-Adrian, COCOLOȘ Ana Maria Nicoleta

Facultatea: FIIR, Specializarea: IEI, Anul de studii: 2, e-mail: [tamas.eugen.adrian@gmail.com](mailto:tamas.eugen.adrian@gmail.com)

Conducător științific: Șl.dr.ing. **Elisabeta NICULAE**

*ABSTRACT: The paper "Modeling a pick and place mechanism used in factories", chosen by us, is accompanied by a representation in an Inventor assembly file. In terms of utility, the assembly can be used as a pick and place mechanism, in factories, in the process of assembling products with small components, such as microprocessor pins and also in the processes of packing and positioning test tubes, for example, in their packaging. The assembly consists of a relatively small number of components, respectively 16. These were made individually in Inventor part files, and then the assembly was obtained by using the "Assembly" command. In the continuation of this document, the component elements will be found, with the afferent explanations for the realization.*

*CUVINTE CHEIE: mecanism, industrial, prindere, poziționare, Inventor.*

### 1. Introducere

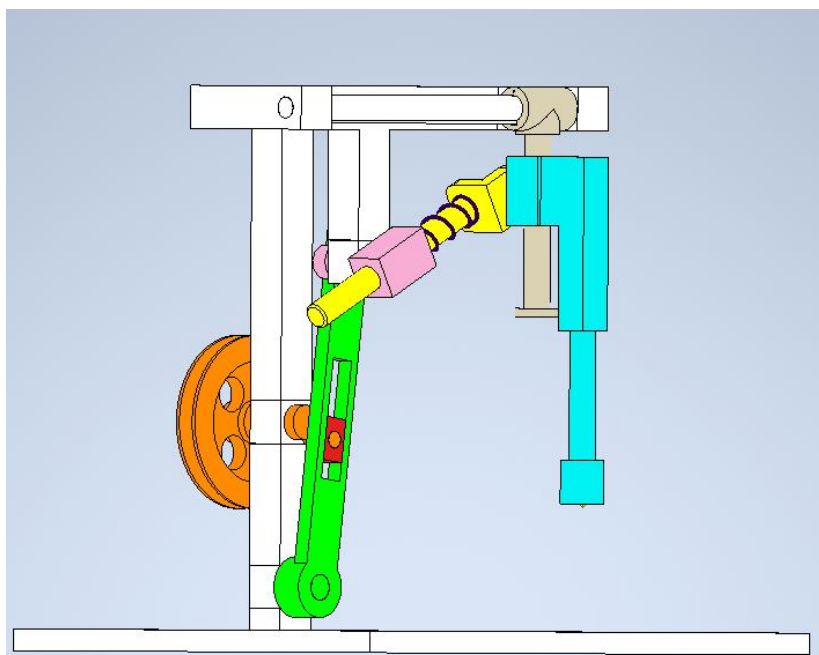


Fig. 1. Mecanism de prindere și poziționare [1]

Revoluția industrială a început la sfârșitul secolului al XVIII-lea și a continuat inclusiv în primele decenii ale secolului al XIX-lea. A fost un proces tehnic complex prin care munca manuală a fost înlocuită cu mașinismul. În acest proces mecanizat muncitorului îi revine rolul de supraveghere, reglare și alimentare a mașinii și control al calității. Revoluția industrială prezintă ca efect creșterea producției, dezvoltarea orașelor și a științei. Impactul tehnic a provocat o puternică impulsie în domeniul invențiilor, apar fabrici, uzine, iar munca manuală se înlocuiește cu cea mecanizată [2].

Lucrarea prezentată, ”Modelarea unui mecanism de prindere și poziționare utilizat în fabrici” face referire la un ansamblu alcătuit din 16 componente, care poate fi utilizat atât în procesele de asamblare cât și în cele de ambalare. Cu ajutorul acestui mecanism, procese pot fi industrializate, astfel realizându-se creșterea productivității și scurtarea timpilor de lucru.

Mecanismele de prindere și poziționare pot intra în categoria mecanismelor cu bare.

Sistemul mecanic este un sistem tehnic ale cărui elemente sunt în totalitate corpuri solide capabile să transmită mișcările mecanice și forțele ce le determină. Sistemele mecanice se împart în sisteme mecanice fixe și sisteme mecanice mobile.

Sistemul mecanic fix este sistemul mecanic în care elementele nu transmit mișcări, ci numai forțe; din această categorie fac parte: podurile, acoperitorile etc.

Sistemul mecanic mobil este sistemul în care elementele transmit mișcări și forțe; din această categorie fac parte: mașinile și mecanismele.

Mecanismul este un sistem mecanic mobil și are rolul de a transmite și/sau de a transforma mișcarea mecanică și forțele compatibile acesteia. Structura unui mecanism operează cu elementele și cuplele cinematice sub aspectul determinării calitative a acestora, clasificarea și ordonarea lor în mecanisme.

Elementul cinematic modelează corpul solid din componența mecanismului care este în mișcare relativă față de un altul, cu care se află în contact direct și permanent. Mișcările elementelor cinematice sunt raportate la un element fix, numit ”bază” sau ”batiu”.

Elementul cinematic este caracterizat prin formă, dimensiuni și masă. Forma elementului se definește în faza de proiectare, având în vedere rolul funcțional al elementului într-un produs finit. [3]

Cele 16 componente care alcătuiesc mecanismul sunt următoarele: consola, manivela, balansier, culisă, 3 bare, 2 șine, 3 glioare, tijă și 3 capete de prindere, fiecare element a fost realizat individual în programul de modelare 3D AutoDesk Inventor.

Mecanismul a fost asamblat cu ajutorul comenzii ”Assembly”.

## 2. Stadiul actual

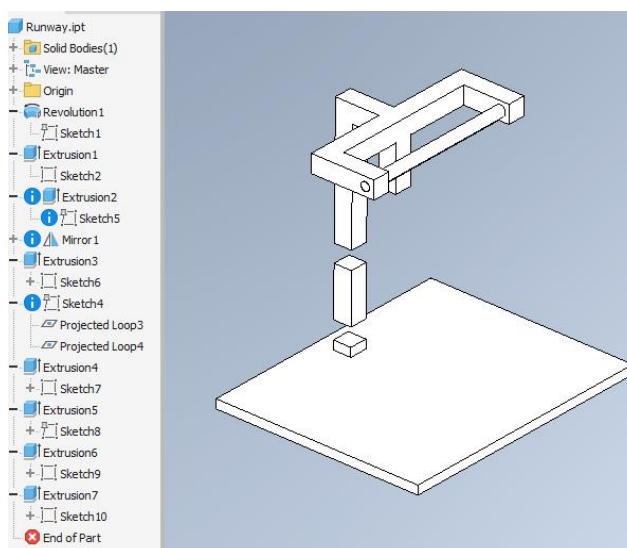


Fig. 2. Consolă [1]

Denumire: consolă pe care se assemblează componentele mobile

Realizare: Pentru realizarea consolei pe care se assemblează componentele mobile, s-au utilizat comenzile Revolve, Extrude și Mirror ilustrate în figura 1, în programul de modelare 3D AutoDesk Inventor.

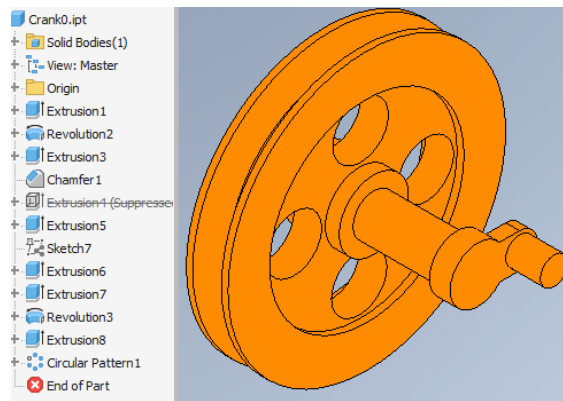


Fig. 3. Manivelă [1]

Denumire: manivelă

Realizare: Pentru realizarea manivelei s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude, Revolve, Chamfer, Circular Pattern ilustrate în figura 2 în programul AutoDesk Inventor

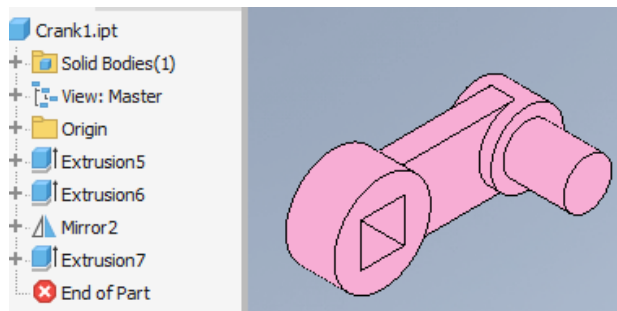


Fig. 4. Balansier [1]

Denumire: balansier

Realizare: Pentru realizarea balansier s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude și Mirror ilustrate în figura 3 în programul AutoDesk Inventor

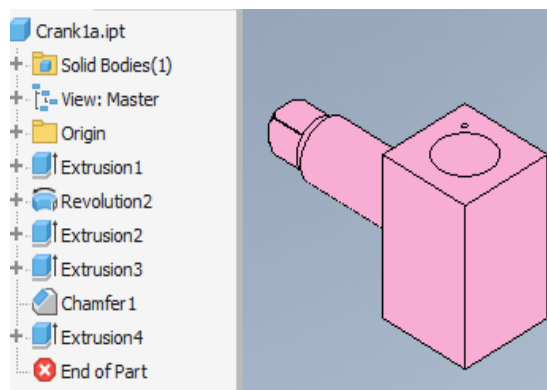


Fig. 5. Culisă [1]

Denumire: culisă

Realizare: Pentru realizarea culisei s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude, Chamfer și Revolve ilustrate în figura 4 în programul AutoDesk Inventor



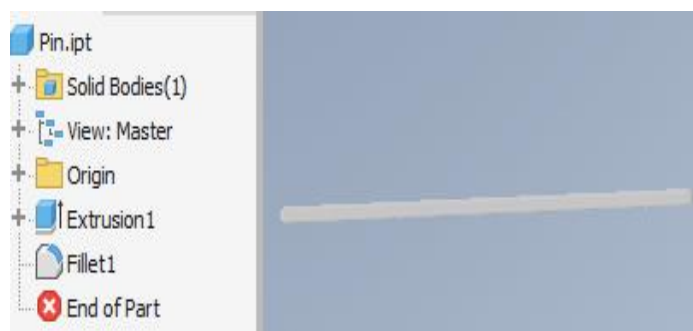


Fig. 6 Bară [1]

Denumire: bară

Realizare: Pentru realizarea acestui element s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude și Fillet ilustrate în figura 5 în programul AutoDesk Inventor. Această piesă s-a folosit în ansamblu de 3 ori.

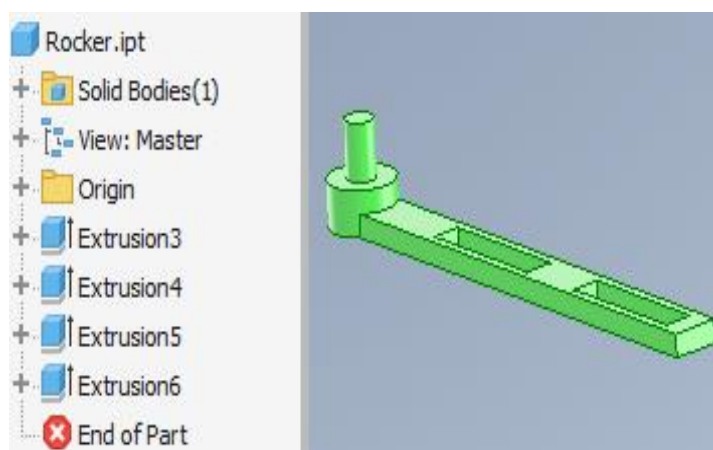


Fig. 7 Tijă [1]

Denumire: tijă

Realizare: Pentru realizarea tijeii s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude ilustrate în figura 6 în programul AutoDesk Inventor.

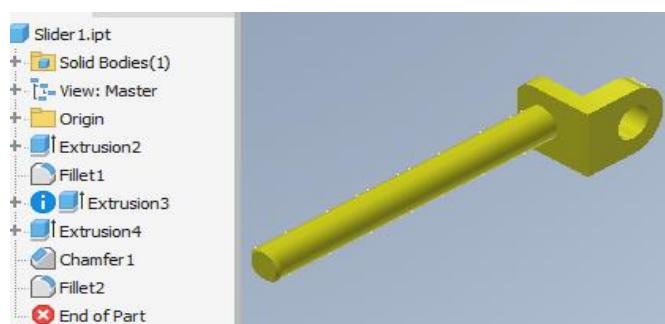


Fig. 8 Glisor 1 [1]

Denumire: glisor 1

Realizare: Pentru realizarea glisorului 1 s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude, Fillet și Chamfer ilustrate în figura 7 în programul AutoDesk Inventor.

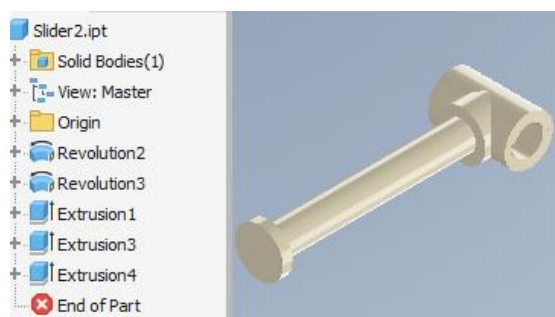


Fig. 9 Glisor 2 [1]

Denumire: glisor 2

Realizare: Pentru realizarea glisorului 2 s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude și Revolve ilustrate în figura 8 în programul AutoDesk Inventor.

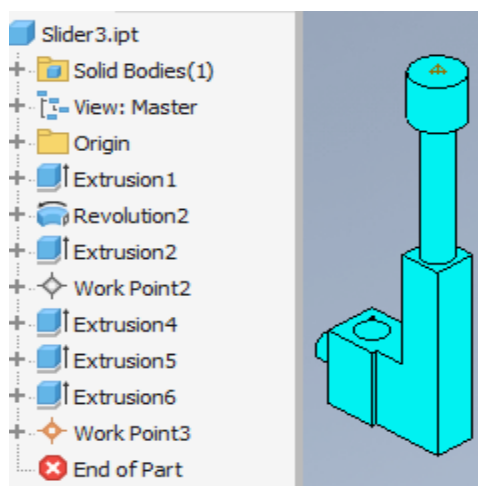


Fig. 10 Glisor 3 [1]

Denumire: glisor 3

Realizare: Pentru realizarea glisorului 3 s-au utilizat următoarele comenzi: Extrude, Work Point (pentru asamblare) și Revolve ilustrate în figura 9 în programul AutoDesk Inventor.

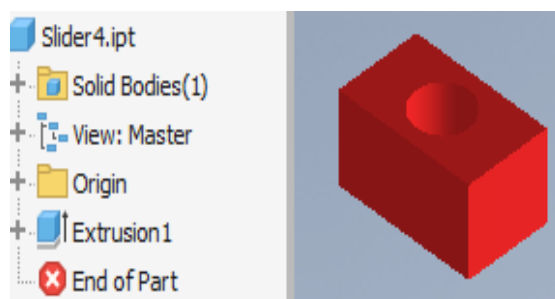


Fig. 11 Șină [1]

Denumire: șină

Realizare: Pentru realizarea șinei s-a utilizat următoarea comandă: Extrude ilustrat în figura 9 în programul AutoDesk Inventor.

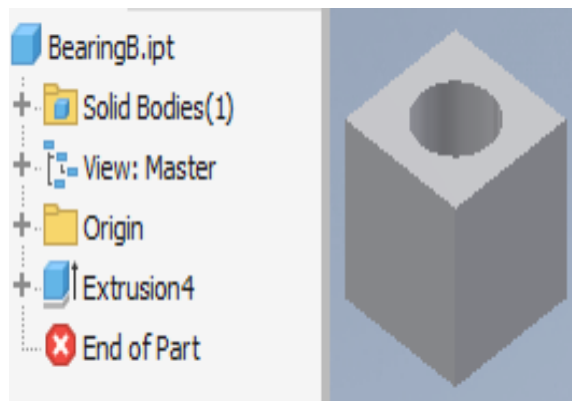


Fig. 12 Cap de prindere [1]

Denumire: cap de prindere

Realizare: Pentru realizarea capului de prindere s-a utilizat următoarea comandă: Extrude ilustrat în figura 9 în programul AutoDesk Inventor.

### 3. Concluzii

Mecanismul studiat în acest program se folosește în procesele de prindere a pieselor de mici dimensiuni precum și în poziționarea anumitor produse în ambalajele lor.

O utilitate mai exactă ar putea fi procesul de ambalare al eprubetelor în fabrici conform videoclipului din link-ul [4].

### 4. Bibliografie

- [1]. <https://www.youtube.com/watch?v=wwn6FCeik0g> ,  
<https://www.mediafire.com/file/v0lybpcbui0w2u6/PickPlaceMechanism8Inv.zip/file>
- [2]. [https://ro.wikipedia.org/wiki/Revolu%C8%9Bia\\_industrial%C4%83](https://ro.wikipedia.org/wiki/Revolu%C8%9Bia_industrial%C4%83)
- [3]. [https://curs.upb.ro/pluginfile.php/550653/mod\\_folder/content/0/C%201%20MECANISME.pdf](https://curs.upb.ro/pluginfile.php/550653/mod_folder/content/0/C%201%20MECANISME.pdf)
- [4]. <https://www.youtube.com/watch?v=AhoYvJKUp1g>

# THE CONSTRUCTION OF A MODEL OF THE SHAPING MECHANISM AND ITS KINEMATIC ANALYSIS USING THE MATHCAD SOFTWARE

MEHEDINȚI Patricia Camelia, PEREȚEANU Adrian Iulian și STAN Andreea Georgiana

Facultatea: Transporturi, Specializarea: TTL, Anul de studii: III,  
e-mail: [patricia.mehedinti@yahoo.com](mailto:patricia.mehedinti@yahoo.com)

Conducător științific: Conf. dr. ing. **Iulian Alexandru TABĂRĂ**

*ABSTRACT: The mechanical processing by plastic deformation is one of the most widespread processes in the industry. In this paper we describe as broadly as possible the shaping mechanism. Using the AutoCAD software we designed the kinematic diagram and the structural diagram of the mechanism, and with the help of MathCAD software we calculated the kinematic analysis of the mechanism and plotted some diagrams to observe the variation of the kinematic parameters. Finally, we present the way we constructed from scratch and we list the materials used in the construction of the mechanism.*

*CUVINTE CHEIE: șeping, mecanism, analiză cinematică, construire, deformare plastică.*

## 1. Introducere

Șepingul, denumit și mașină de rabotat transversal, este o mașină - unealtă destinată prelucrării suprafețelor plane orizontale, verticale sau înclinate, precum și a diferitelor canale ale pieselor de dimensiuni mici. Folosind dispozitive speciale, ca accesorii ale acestui tip de mașină, pe șeping se pot rabota danturi la cremaliere sau profiluri complicate.

În cadrul acestei lucrări, este descris modul în care a fost construit un mecanism șeping, mecanism al cărei analiza cinematică este realizată folosind aplicația MathCAD. Obiectivul principal îl constituie calculul parametrilor cinematici și ilustrarea variației acestora în funcție de poziția elementului conducător.

## 2. Stadiul actual

Prelucrarea mecanică prin deformare plastică este din ce în ce mai răspândită în procesele de fabricație a componentelor diverselor mașini și utilaje. Deformarea plastică este o metodă de prelucrare prin care, în scopul obținerii unor piese finite sau semifabricate, se realizează deformarea permanentă a materialelor în stare solidă, fără fisurare micro sau macroscopică.

Larga utilizare a acestor prelucrări este justificată de avantajele tehnico-economice pe care le oferă.

- proprietăți mecanice îmbunătățite datorită unei structuri omogene și mai dense ;
- posibilitatea executării cu mașini simple a unor piese complexe, greu sau chiar imposibil de obținut prin alte procedee de prelucrare;
- consum minim de materiale;
- posibilitatea obținerii unor forme complexe cu un număr minim de operații și manoperă redusă;

### 3. Analiza cinematică a mecanismului șeping

Cinematica este o ramură a mecanicii clasice care se ocupă cu studiul mișcării obiectelor fără a lua în considerație cauza ce duce la această mișcare, în cazul nostru, fără a ține cont de masele elementelor cinematice și de forțele și momentele care acționează asupra acestora.

Mecanismul șeping poate fi analizat prin **metoda conturilor deformabile independente**, care presupune înlocuirea conturului real al mecanismului cu contururi vectoriale, unde vectorii reprezintă lungimile reale ale elementelor mecanismului sau distanțele dintre cuple.

Pentru a efectua partea de calcul, am utilizat dimensiuni care corespund dimensiunilor reale ale mecanismului construit în cadrul acestei lucrări. Datele inițiale sunt după cum urmează:

Lungimile elementelor mecanice:  $l_0 = 315$  [mm];  $l_1 = 100$  [mm];  $l_3 = 480$  [mm];

Poziția cuplelor elementelor fixe:  $x_A = 0$ ;  $y_A = 0$ ;  $x_C = 0$ ;  $y_C = -315$ ;  $y_E = 165$ ;

Turația elementului conducător  $n_1 = 38$  rpm.

Am conceput atât schema cinematică, cât și schema structurală a mecanismului, pentru a prezenta conturile cu ajutorul cărora am lucrat. (fig.1, fig.2)

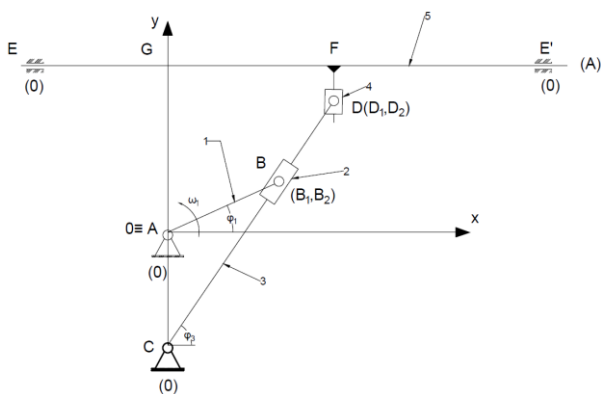


Fig. 1. Schema cinematică a mecanismului șeping

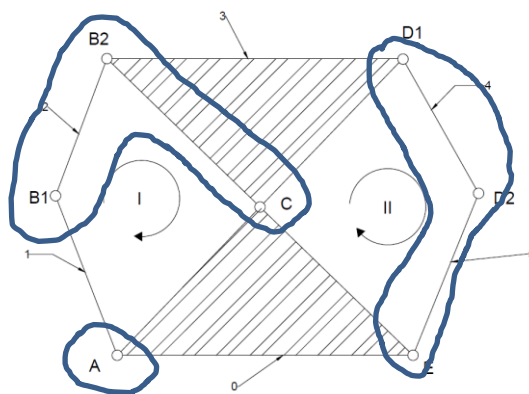


Fig. 2. Schema structurală a mecanismului

Etapele parcurse pentru calcularea parametrilor cinematici presupune: alegerea conturului vectorial convenabil, scrierea ecuației vectoriale corespunzătoare conturului, proiectarea ecuației vectoriale pe axele sistemului de coordonate convenabil ales, derivarea în raport cu timpul a sistemului ecuațiilor de poziții și obținerea sistemului ecuațiilor vitezelor, derivarea în raport cu timpul a sistemului ecuațiilor vitezelor și obținerea sistemului ecuațiilor de accelerații. Pentru rezolvarea facilă a calculelor, am folosit aplicația MathCAD.

### 3.1 Conturul I

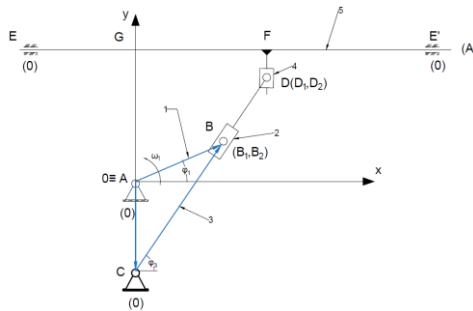


Fig. 3. Conturul I

Se scrie ecuația vectorială a conturului ales:

$$\overrightarrow{AB} = \overrightarrow{AC} + \overrightarrow{CB} \quad (1)$$

Ecuația (1) poartă numele de ecuație vectorială de contur, și poate fi scrisă și sub forma (1'), având în vedere egalitățile  $l_1 = AB$ ,  $l_0 = AC$ ,  $s_2 = CB$ , care mai poate fi scrisă sub forma:

$$\vec{l}_1 = \vec{l}_0 + \vec{s}_2 \quad (1')$$

Se proiectează ecuația vectorială (1') pe axele sistemului de coordonate carteziene xAy și se obțin ecuațiile scalare ale pozițiilor:

$$\begin{cases} l_1 * \cos\varphi_1 = l_0 * \cos\frac{3\pi}{2} + s_2 * \cos\varphi_3 & (2) \\ l_1 * \sin\varphi_1 = l_0 * \sin\frac{3\pi}{2} + s_2 * \sin\varphi_3 & (2') \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1 * \cos\varphi_1 = s_2 * \cos\varphi_3 & (3) \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1 * \sin\varphi_1 = y_C + s_2 * \sin\varphi_3 & (3') \end{cases}$$

Sistemul format din ecuațiile (3),(3') are necunoscutele  $\varphi_3$ , s și poate fi rezolvat direct pe cale trigonometrică. Parametrii cunoscuți sunt lungimea  $l_1=100$  [mm] ; pozițiile cuplelor de legătură ale elementului fix  $x_A=0$ ;  $y_A=0$ ;  $x_C=0$ ;  $y_C=-315$ ;  $y_E=165$ .

Pentru rezolvarea sistemului de mai sus prin metoda directă se scriu ecuațiile sistemului sub forma (4) și (4'), separându-se necunoscutele  $\varphi_3$  și s în termenii din stânga și termenii liberi în dreapta.

$$\begin{cases} s_2 * \cos\varphi_3 = l_1 * \cos\varphi_1 & (4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} s_2 * \sin\varphi_3 = l_1 * \sin\varphi_1 - y_C & (4') \end{cases}$$

Ridicând la pătrat cele două ecuații și adunând membru cu membru se obține:

$$s_2^2 * \cos^2\varphi_3 + s_2^2 * \sin^2\varphi_3 = l_1^2 * \cos^2\varphi_1 + l_1^2 * \sin^2\varphi_1 - 2l_1 * y_C * \sin\varphi_1 + y_C^2 \quad (5)$$

$$s_2^2 = l_1^2 - 2l_1 * y_C * \sin\varphi_1 + y_C^2 \Rightarrow s_2 = \pm \sqrt{l_1^2 - 2l_1 * y_C * \sin\varphi_1 + y_C^2} \quad (6)$$

Determinarea unghiului  $\varphi_3$  se face înlocuind valoarea obținută pentru  $s_2$  în ecuația (4), obținându-se ecuația (7):

$$\cos\varphi_3 = \frac{l_1}{s_2} * \cos\varphi_1 \quad (7)$$

Notând cu  $t$  ecuația (7), putem concluziona faptul că unghiul  $\varphi_3$  este de forma:

$$\varphi_3 = \arccos(t) \quad (8)$$

Pentru următoarele sisteme de ecuații, vom considera:

$$v_2 = s_2 = \frac{ds_2}{dt}, \omega_1 = \dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} \text{ și } \omega_3 = \dot{\varphi}_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$$

Se derivează în raport cu timpul sistemul ecuațiilor de poziții (3), (3') și se obține sistemul ecuațiilor de viteze notate (9), (9') :

$$\begin{cases} v_2 * \cos\varphi_3 - s_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 = -l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_1 & (9) \\ v_2 * \sin\varphi_3 + s_2 * \omega_3 * \cos\varphi_3 = l_1 * \omega_1 * \cos\varphi_1 & (9') \end{cases}$$

Acest sistem are ca necunoscute viteza liniară relativă  $v_2$  și viteza unghiulară absolută  $\omega_3$ . În scopul determinării vitezei  $v_2$  se înmulțește prima ecuație a sistemului (9), cu  $\cos\varphi_3$ , și cea de-a doua, (9'), cu  $\sin\varphi_3$ , obținându-se pentru sistemul ecuațiilor de viteze următoarea formă:

$$\begin{cases} v_2 * \cos^2\varphi_3 - s_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 = -l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_1 * \cos\varphi_3 & (10) \\ v_2 * \sin^2\varphi_3 + s_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 = l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_1 * \cos\varphi_3 & (10') \end{cases}$$

Adunând cele două ecuații ale sistemului de mai sus, va rezulta expresia de calcul a vitezei  $v_2$ :

$$v_2 = l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_1 - l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_1 * \cos\varphi_3 = l_1 * \omega_1 * \sin(\varphi_3 - \varphi_1) \quad (11)$$

În continuare, vom înmulți ecuația (9) cu  $-\sin\varphi_3$  și ecuația (9') cu  $\cos\varphi_3$ , obținând o nouă formă a sistemului de viteze:

$$\begin{cases} -v_2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + s_2 * \omega_3 * \sin^2\varphi_3 = l_1 * \omega_1 * \sin\varphi_1 * \sin\varphi_3 & (12) \\ v_2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + s_2 * \omega_3 * \cos^2\varphi_3 = l_1 * \omega_1 * \cos\varphi_1 * \cos\varphi_3 & (12') \end{cases}$$

Adunând cele două ecuații se obține o ecuație cu o necunoscută, care se determină utilizând relația scrisă mai jos:

$$s_2 * \omega_3 = l_1 * \omega_1 * \cos(\varphi_3 - \varphi_1) \Rightarrow \omega_3 = \frac{l_1 * \omega_1 * \cos(\varphi_3 - \varphi_1)}{s_2} \quad (13)$$

Pentru determinarea accelerațiilor  $a_2$  și  $\varepsilon_3$  se vor deriva ecuațiile de viteze care formează sistemul (9), (9') în raport cu timpul, obținându-se sistemul ecuațiilor de accelerații notate (14) și (14'), având în vedere următoarele notații:

$$a_2 = v_2 = s_2 = \frac{dv_2}{ds_2} = \frac{d^2s_2}{dt^2}, \varepsilon_3 = \omega = \varphi = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

și viteza unghiulară a manivelei  $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0$ , deoarece viteza unghiulară  $\omega_1 = ct$ .

$$\begin{cases} a_2 * \cos\varphi_3 - 2 * v_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 - s_2 * \varepsilon_3 * \sin\varphi_3 - s_2 * \omega_3^2 * \cos\varphi_3 = -l_1 * \omega_1^2 * \cos\varphi_1 & (14) \\ a_2 * \sin\varphi_3 + 2 * v_2 * \omega_3 * \cos\varphi_3 + s_2 * \varepsilon_3 * \cos\varphi_3 - s_2 * \omega_3^2 * \sin\varphi_3 = -l_1 * \omega_1^2 * \sin\varphi_1 & (14') \end{cases}$$

Pentru determinarea accelerației relative  $a_2$  se înmulțește prima ecuație cu  $\cos\varphi_3$ , cea de-a doua cu  $\sin\varphi_3$ , iar adunându-le vom obține:

$$a_2 - 2 * v_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 - s_2 * \varepsilon_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 - s_2 * \omega_3^2 * \cos^2\varphi_3 + 2 * v_2 * \omega_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + s_2 * \varepsilon_3 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 - s_2 * \omega_3^2 * \sin^2\varphi_3 = -l_1 * \omega_1^2 * \cos\varphi_1 * \cos\varphi_3 - l_1 * \omega_1^2 * \sin\varphi_1 * \sin\varphi_3 \quad (15)$$

$$\Rightarrow a_2 = s_2 * \omega_3^2 - l_1 * \omega_1^2 * \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \quad (16)$$

În scopul determinării accelerației unghiulare  $\varepsilon_3$  se înmulțește prima ecuație cu  $\cos\varphi_3$  și a doua cu  $\sin\varphi_3$ . Expresiile rezultate se adună și se obține:

$$-a_2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + 2 * v_2 * \omega_3 * \sin^2\varphi_3 + s_2 * \varepsilon_3 * \sin^2\varphi_3 + s_2 * \omega_3^2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + a_2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 + 2 * v_2 * \omega_3 * \cos^2\varphi_3 + s_2 * \varepsilon_3 * \cos^2\varphi_3 - s_2 * \omega_3^2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_3 = l_1 * \omega_1^2 * \sin\varphi_3 * \cos\varphi_1 - l_1 * \omega_1^2 * \sin\varphi_1 * \cos\varphi_3 \Leftrightarrow 2 * v_2 * \omega_3 + s_2 * \varepsilon_3 = l_1 * \omega_1^2 * \sin(\varphi_3 - \varphi_1) \quad (17)$$

$$\Rightarrow \varepsilon_3 = \frac{l_1 * \omega_1^2 * \sin(\varphi_3 - \varphi_1) - 2 * v_2 * \omega_3}{s_2} \quad (18)$$

Ecuațiile de mai sus s-au rezolvat cu ajutorul aplicației Mathcad (fig. 4), iar rezultatele sunt prezentate în fig. 5. În figura 6 sunt diagramele de variație a parametrilor calculați în funcție de poziția  $\varphi_1$  a elementului conducător.

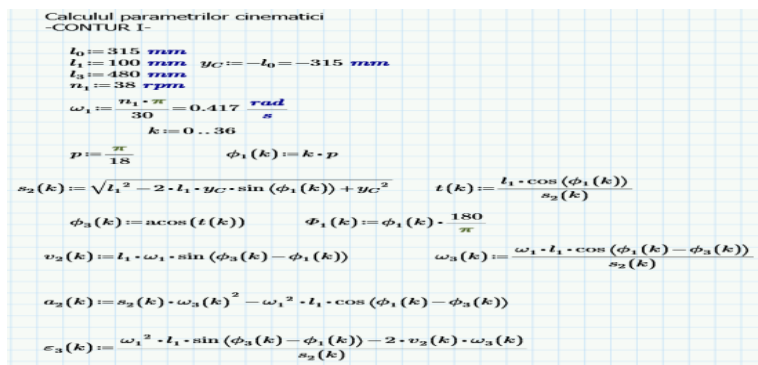


Fig. 4. Programul de calcul pentru determinarea parametrilor cinematici corespunzător conturului I



0.33	72.387	0.84	0.038	-0.005	0.041
0.347	73.495	0.837	0.054	-0.007	0.033
0.362	74.529	0.834	0.066	-0.008	0.027
0.375	75.492	0.83	0.076	-0.01	0.023
0.387	76.381	0.826	0.084	-0.011	0.017
0.397	80.078	0.823	0.09	-0.012	0.013
0.405	82.903	0.816	0.095	-0.012	0.009
0.41	85.219	0.811	0.098	-0.013	0.006
0.414	87.595	0.806	0.1	-0.013	0.003
0.415	90	0	0.1	-0.013	0
0.414	92.485	-0.006	0.1	-0.013	0.003
0.41	94.781	-0.011	0.098	-0.013	-0.006
0.405	97.097	-0.016	0.095	-0.012	-0.009
0.397	99.322	-0.021	0.09	-0.012	-0.013
0.387	101.419	-0.026	0.084	-0.011	-0.017
0.375	103.288	-0.03	0.076	-0.01	-0.021
0.362	105.061	-0.034	0.066	-0.008	-0.027
0.347	106.502	-0.037	0.054	-0.007	-0.033
0.33	107.413	-0.04	0.038	-0.005	-0.041
0.314	108.308	-0.041	0.019	-0.002	-0.05
0.296	108.503	-0.042	-0.004	4.577·10 <sup>-7</sup>	-0.06
0.279	108.097	-0.041	-0.031	0.004	-0.07
0.262	106.96	-0.038	-0.062	0.008	-0.079
0.247	105.09	-0.034	-0.097	0.012	-0.084
0.234	102.548	-0.028	-0.132	0.017	-0.082
0.224	98.796	-0.02	-0.163	0.021	-0.067
0.217	94.585	-0.01	-0.186	0.024	-0.038
0.215	90	-5.103·10 <sup>-8</sup>	-0.194	0.025	-1.909·10 <sup>-7</sup>
0.217	85.415	0.01	-0.186	0.024	0.038
0.224	81.291	0.02	-0.163	0.021	0.067
0.234	77.652	0.028	-0.132	0.017	0.082
0.247	74.91	0.034	-0.097	0.012	0.084
0.262	73.01	0.038	-0.062	0.008	0.079
0.279	71.903	0.041	-0.031	0.004	0.07
0.296	71.497	0.042	-0.004	4.577·10 <sup>-7</sup>	0.06
0.314	71.692	0.041	0.019	-0.002	0.05
0.33	72.387	0.04	0.038	-0.005	0.041

Fig. 5. Valorile parametrilor cinematici corespunzatori conturului I

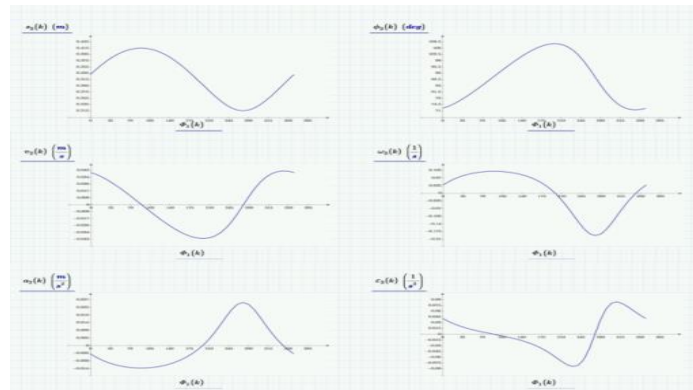


Fig. 6. Dependența parametrilor cinematici de poziția lui  $\phi_1$

### 3.2 Conturul II

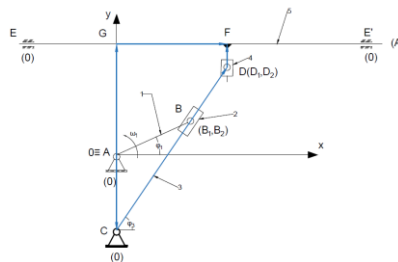


Fig. 7. Conturul II

Pentru determinarea mai facilă parametrilor cinematici corespunzatori conturului II, se consideră următorii pași:

- Trasarea perpendicularei din punctul D pe direcția de translație a elementului 5, EE';
- Notarea cu G a intersecției dintre axa Ay cu dreapta EE'.

Se va scrie ecuația vectorială a conturului ales:

$$\vec{AC} + \vec{CD} + \vec{DF} = \vec{AG} + \vec{GF} \quad (1)$$

Rezolvarea pentru conturul II este similară cu cea a conturului I. Partea de calcul poate fi observată în figura 8. Diagramele de variație se regăsesc în figura 9.

Calculul parametrilor cinematici  
-CONTUR II-

$$l_5 := 180 \text{ mm}$$

$$s_5(k) := l_3 \cdot \cos(\phi_3(k)) \quad s_{45}(k) := l_5 + l_0 - l_3 \cdot \sin(\phi_3(k))$$

$$v_5(k) := -\omega_3(k) \cdot l_3 \cdot \sin(\phi_3(k)) \quad v_{45}(k) := -\omega_3(k) \cdot l_3 \cdot \cos(\phi_3(k))$$

$$a_5(k) := -\varepsilon_3(k) \cdot l_3 \cdot \sin(\phi_3(k)) - \omega_3(k)^2 \cdot l_3 \cdot \cos(\phi_3(k))$$

$$a_{45}(k) := -\varepsilon_3(k) \cdot l_3 \cdot \cos(\phi_3(k)) + \omega_3(k)^2 \cdot l_3 \cdot \sin(\phi_3(k))$$

Fig. 8. Programul de calcul pentru determinarea parametrilor cinematici corespunzători conturului II

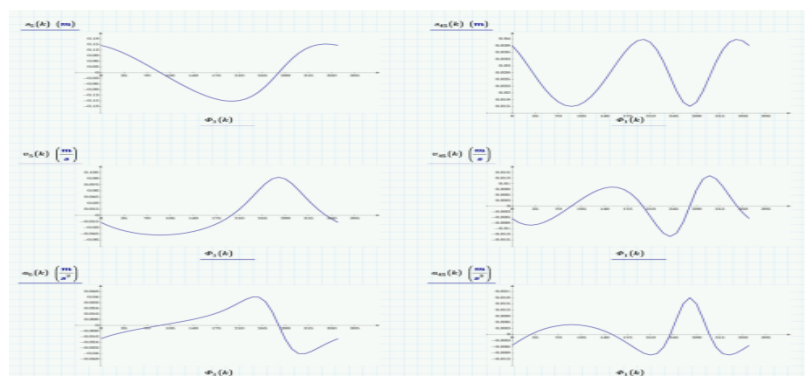


Fig. 9. Dependența parametrilor cinematici de poziția lui  $\phi_1$

## 4. Construcția mecanismului șeping

### 4.1 Părți componente

Proiectul de construire a mecanismului șeping s-a desfășurat în mai multe etape:

Etapa 1: Culegerea datelor și efectuarea măsurătorilor pentru realizarea mecanismului șeping;

Etapa 2: Schița mecanismului;

Etapa 3: Achiziția necesarului de materiale pentru construcție;

Etapa 4: Realizarea propriu-zisă a mecanismului.

Mecanismul a fost realizat pe o suprafață de lemn, de dimensiuni 800 x 800 mm. Motorul cu turație variabilă de 12 V, care acționează cupla motoare, joacă un rol esențial în funcționarea mecanismului construit. Alte materiale care au fost utilizate sunt: platband 3 m, de dimensiuni 20 mm x 0,2 mm, șuruburi cu cap hexagonal M8, piulițe hexagonale M8, bucșe cu diametrul  $\varnothing 8,5$  mm, transformator C.A/C.C, polizor unghiular, pânză de debitat metale, mașină de găurit cu burghiu, vopsea și degresant.

### 4.2 Prelucrarea și asamblarea materialelor

În primă fază s-au făcut măsurători și calcule pe o machetă a mecanismului la scară mică, pentru observarea cu metodelor de calcul, apoi s-a început realizarea în atelier a mecanismului șeping. Pentru debitarea materialului din platband s-a folosit un polizor unghiular cu pânză pentru metale ușoare. După

debitarea platbandului la dimensiunile necesare, s-a folosit o mașină de găurit cu burghiu de metal, pentru eliminarea secțiunii de materiale din jumătatea platbandei. Suportul din lemn a fost debitat la dimensiunile necesare, găurit și pregătit pentru asamblarea mecanismului. Au fost introduse șuruburile împreună cu bușele de ghidaj, pentru a elimina cât mai mult rezistențele la frecare ale mecanismului.

Motorul de 12V a fost amplasat în spatele suportului de lemn, prins în cleme și șuruburi, conectat la instalația cu transformator pentru rețeaua de 220V.

Cu scopul de evita blocarea culisorului pe elementul de ghidare și de a minimiza frecarea dintre acestea, ne-am propus să îndepărtăm neregularitățile de pe ambele componente prin șlefuire cu ajutorul șmirghelului și prin gresarea elementelor. Pentru finisare, am vopsit brațele mecanismului, asamblate în ordinea impusă de construcția acestuia, unul câte unul apoi am gresat bușele de tranzit ale mecanismului și am efectuat proba finală a mecanismului șeping.

În figura 10 este prezentat mecanismul realizat.



Fig. 10. Mecanismul șeping construit

## 5. Concluzii

Având în vedere, pe de-o parte, analiza și schema cinematică a mecanismului șeping, putem trage concluzia că nu este un mecanism ai cărui parametri cinematici să fie dificil de calculat, iar pe de altă parte, realizarea, chiar dacă numai a unei machete, nu ridică probleme semnificative care să împiedice buna funcționare a acesteia.

Din analiza cinematică a mecanismului putem trage cu ușurință concluzia că determinarea parametrilor cinematici nu este deloc dificilă, având la bază derivarea unor ecuații și aplicații ale geometriei vectoriale și trigonometriei. În ceea ce privește construirea mecanismului, câteva abilități practice și dexteritatea sunt necesare pentru a avea un rezultat favorabil, și anume un mecanism funcțional.

## 6. Bibliografie

- [1]. Tabără, I., Ghinea, I. (2004), *Analiza structurală și cinematică a mecanismelor plane cu bare*, Editura BREN, București, ISBN 973-648-269-3.
- [2]. Moise, V., Simionescu, I., Ene, M., Neacsu, M. și Tabără, I.A. (2007), *Analiza mecanismelor aplicate*, Editura PRINTECH, București, ISBN 978-973-718-891-5.
- [3]. Meriam, J.L., Kraige, L.G. (2013), *Engineering Mechanics, Vol.2: Dynamics*, Ediția a 7-a, Editura John Wiley & Sons, Inc, New York, ISBN10 1118083458, ISBN13 978111808345.
- [4]. Norton, R. (1999), *Design of Machinery*, Editura McGraw Hill, Ediția a 2-a, Boston, ISBN 0-07-048395.
- [5]. Ionescu, T. și Tabără, I. (2001), *Dicționar explicativ pentru științele exacte – Mecanisme și mașini, MEC 1, Română/Englez/Francez/German/Rus*, Editura Academiei Române, Editura AGIR, București, ISBN 973-27-0861-1, ISBN 973-8130-68-9.

## BI-MOBILE ROBOT POSITIONAL AND KINEMATIC MODELING

GHEORGHITĂ Alexandru

Facultatea: Ingineria Sistemelor Biotehnice, Specializarea: Mecatronica Sistemelor Biotehnice,  
Anul de studii: II, e-mail: alexandrugheorghita.tehnic@yahoo.com

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Adriana COMĂNESCU**

*ABSTRACT: The paper puts into evidence a three-mobile robot practical solution, which may have great applicability in various areas for the teaching and scaling process and in industry. The theoretical mechanisms concepts, modeling and programming allow to illustrate its main characteristics.*

*CUVINTE CHEIE: three-mobile robot, bi-mobile planar robot, mechanism, structural model, modular groups connection, kineto-dynamic algorithm.*

### 1. Introducere

Pasionat de electronică încă de mic, am ales să îmi dezvolt cât mai mult abilitățile și să urmez studiile universitare pe specializarea de mecatronică. Îmi doresc să vă arat cum o jucărie se poate transforma într-o lucrare științifică.

Istoria roboticii este începe dintr-o lume fantastică care reprezentat inspirația pentru a transforma fantasticul în realitate. Istoria este presărată cu creativitate cinematică, ingenuitate științifică și viziune antreprenorială. Într-un mod surprinzător, însăși definiția robotului reprezintă o controversă în lumea roboticienilor. La unul din capetele spectrului se află versiunea science fiction a robotului, cea a unui model uman – android sau humanoid – cu caracteristici antropomorfe. Doar că în această lucrare ne vom axa pe roboți de tip manipulator, care este cel mai des întâlnit tip de robot (figura 1).



Fig. 1. Robot de tip manipulator

## 2. Proiectarea CAD și printarea 3D

Pentru proiectarea acestui braț robotic a fost necesară o cercetare despre cum se poate proiecta un braț robotic și care este cel mai potrivit software de modelare 3D pentru realizarea componentelor (figura 2).

Toate componentele au fost realizate în programul de tip CAD, Fusion 360 și conversia modelelor în formatul de lucru STL pentru integrare lor în procesul de printare.

Fiind pasionat de zona de 3D, am cumpărat o imprimantă 3D, modelul este Creality Ender 3. Acest tip de imprimantă este potrivită pentru cei care își doresc să își dezvolte aceste pasiuni.

Toate componentele au fost realizate dintr-un material biodegradabil, numit și PLA (acid polilactic) un material biodegradabil realizat din trestie de zahăr sau amidonul de porumb.



Fig. 2. Procesul de printare a componentelor

Schema cinematică a manipulatorului din figura 3 sta la baza modelarea componentelor pentru realizarea sistemului. Gruparea modulara din figura 4 prezintă starea de bază a mecanismului pentru a demonstra capabilitatea manipulatorului de a realiza mișcările.

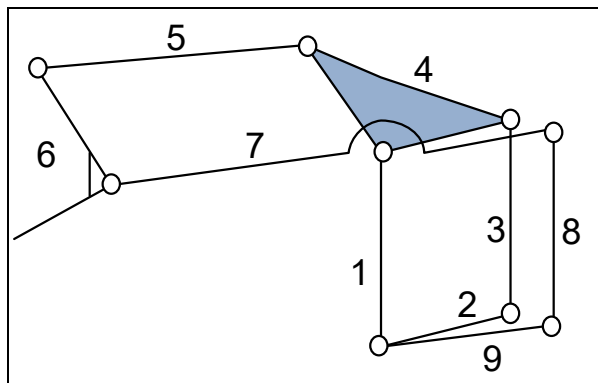


Fig. 3. Schema cinematică

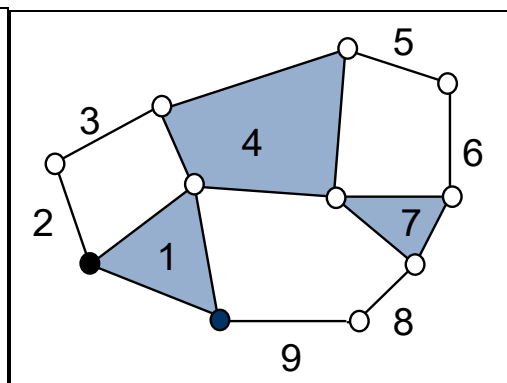


Fig. 4. Gruparea Modulară

Acest manipulator are 3 grade de libertate, cel de al treilea grad este dat de rotația din bază și cele două grade de libertate conferă mișcarea plan paralelă a efectorului.

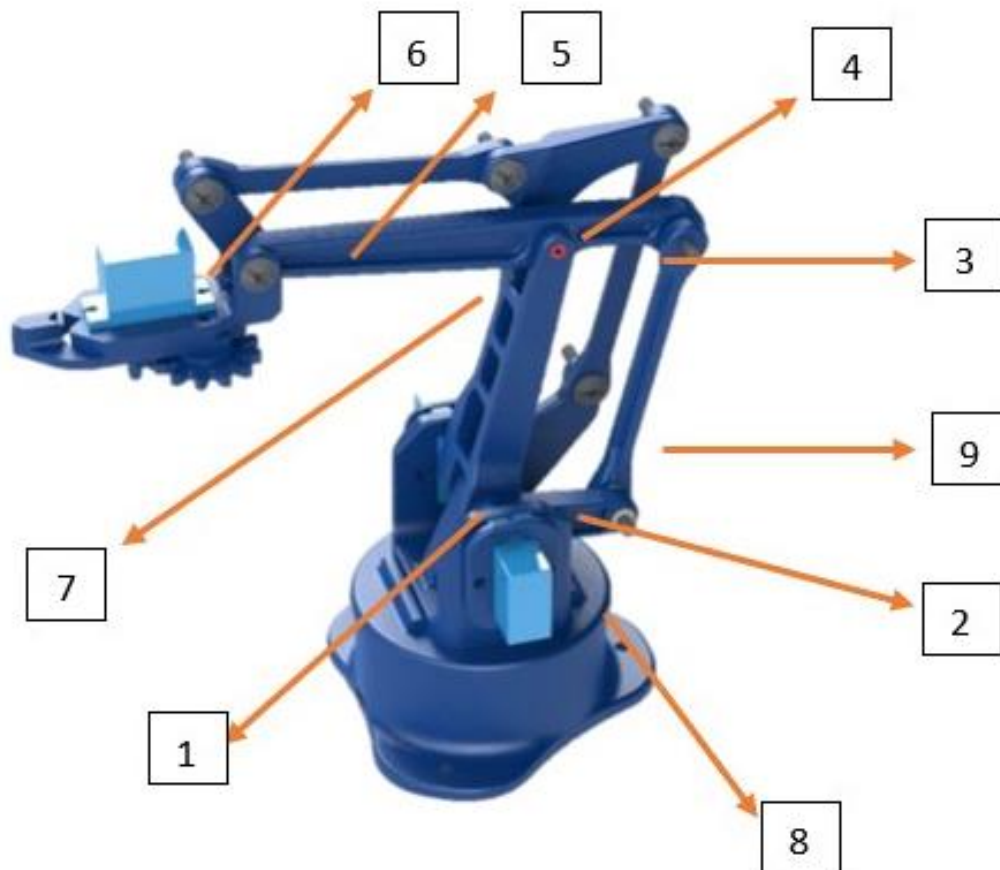


Fig. 5. Mecanismul final

Pentru manipulator am realizat și modelul structural invers ce este prezentat în figura 6 și conexiunea grupelor modulare inverse prezentate în figura 7.

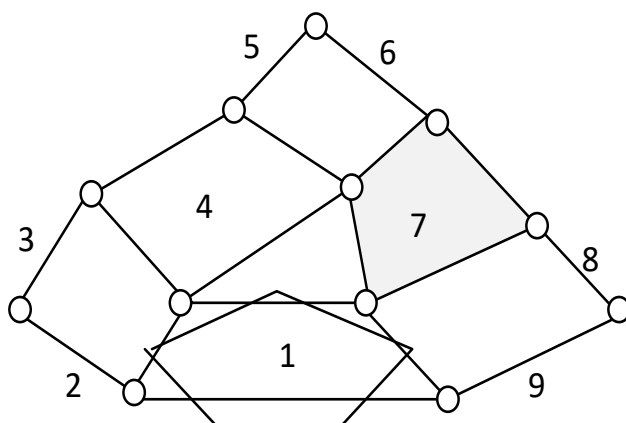


Fig. 6. Modelul structural invers

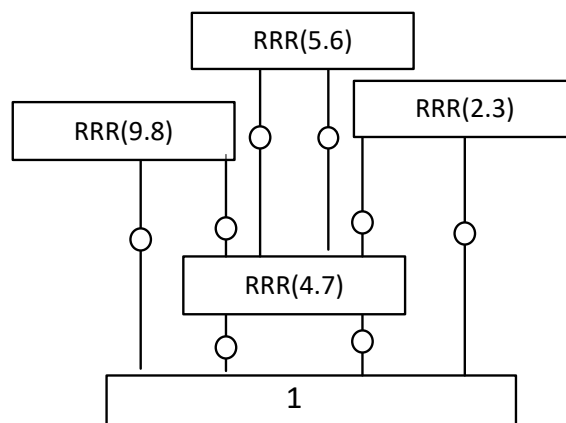


Fig 7. Conexiunea grupelor modulare inverse

În cazul blocării cuplei active (1,2) se solidifică elementele  $1=2=3=4$  prezentate în figura 7 ceea ce va rezulta conexiunea grupelor modulare prezentate în figura 8 în cazul în care cupla cinematică activă este blocată.

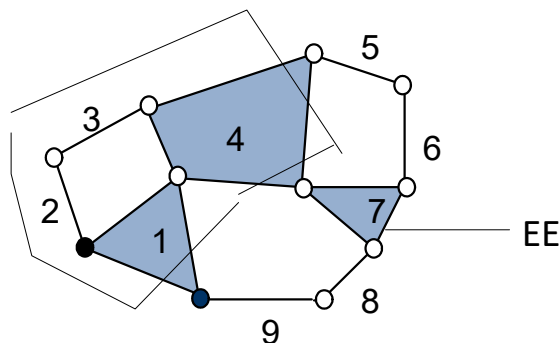


Fig. 8. Modelul structural

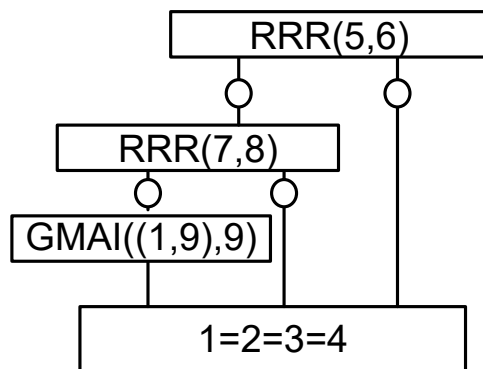


Fig. 9. Conexiunea grupelor modulare

În cazul blocării cuplei active (1,9) se vor solidifica elementele  $1=3=4=9$  pentru care va rezulta conexiunea grupelor modulare prezentate în figura 10 și modelul structural prezentat în figura 11.

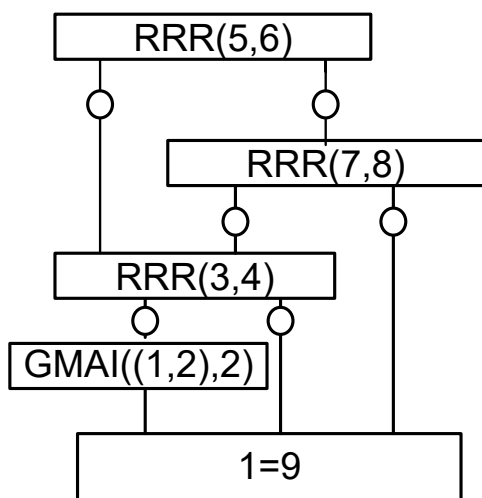


Fig. 10. Conexiunea grupelor modelare

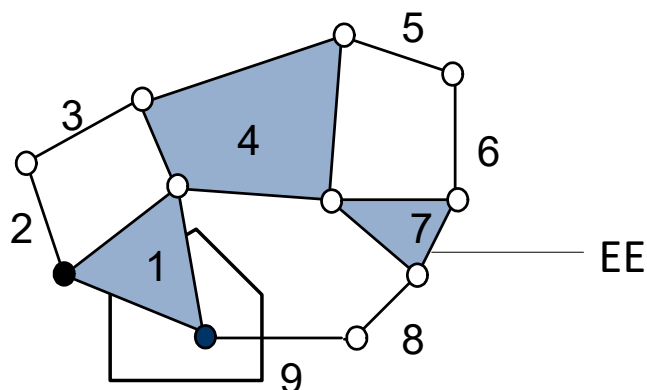


Fig. 11. Modelul structural

Toate aceste analize stau la baza demonstrațiilor de aplicabilitate a manipulatorului bimobil în viața reală prin vedere pozițiilor de mișcare.

### 3. Proiectarea electronică

Pentru ca tot mecanismul sa fie automatizat am folosit 4 servomotoare SG 90, cu o deplasare unghiulară de  $180^\circ$ . Aceste servomotoare sunt alimentate la 5V și procesul de control este PWM (modulația lățimii impulsului) acesta este un model de control al plăcilor de dezvoltare de tip Arduino.

Arduino Uno este o placă electronică programabilă open-source bazat pe microprocesorul ATmega 328P. Această placă este potrivită multor aplicații din domeniul roboților cât și al automatizării multor alte procese. Acest lucru se poate vedea în figura 4.

Brațul robotic are două surse de alimentare. Cele 4 servomotoare sunt alimentate de la o baterie de 5V și placa Arduino de la sursa de tensiune a calculatorului 5V. Acest lucru se poate vedea în figura 5.



Fig. 10. Placă Arduino Uno

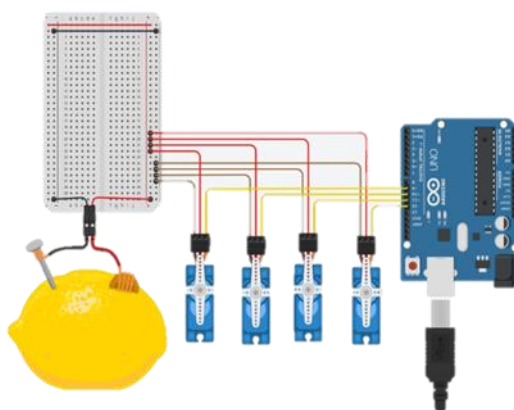


Fig. 11. Schema electronică

#### 4. Concluzii

Acest braț robotic are o aplicabilitate foarte mare, de la o aplicație didactică până la scalarea sa și implementării lui în tot felul de zona de interes industrial.

Din punct de vedere didactic poate fi o aplicație potrivită demonstrațiilor din domeniul roboților deoarece este o aplicație mecanică open-source care poate să dezvolte abilitățile de mecanică și programare ale studenților.

#### 5. Bibliografie

- [1]. Doroftei, I. (2016), *Bazele Roboticii*, Iași.
- [2]. (2017), *Robot Dynamics Lecture Notes*, Robotic Systems Lab, ETH Zurich.



# STRUCTURAL ANALYSIS AND MODELING IN INVENTOR OF A FORGING MECHANISM

DIACONU Ramona și DRAGAN Adrian

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Inginerie Economică Industrială,  
Anul de studii: II, e-mail: [ramonamaria108@gmail.com](mailto:ramonamaria108@gmail.com)

Conducător științific: Sl.dr.ing. **Elisabeta NICULAE**

Conducător științific: Asist.drd.ing. **Ion MURZAC**

*ABSTRACT: The work "Structural analysis and modeling in the inventor of a forging mechanism" is accompanied by a 3D drawing in the Inventor. Regarding the use of things, the mechanism is used for the deformation of metallic materials by pressing the metal until deformation. The mechanism consists of 5 components that through rotational movements help to achieve the purpose of the mechanism. These elements are: two rods, a connecting rod, a crank and two rockers. This mechanism is widely used in the industrial field, it being an essential component in industrial engineering.*

*CUVINTE CHEIE: inginerie, forjat, mecanism, deformare.*

## 1. Introducere

Forjarea este un proces de fabricație care implică modelarea metalului utilizând forțe de compresie localizate. Loviturile sunt livrate cu un ciocan (de multe ori un ciocan electric) sau cu o matriță. Forjarea este adesea clasificată în funcție de temperatura la care se efectuează: forjare la rece (un tip de lucru la rece), forjare la cald sau forjare la cald (un tip de lucru la cald). Pentru ultimii doi, metalul este încălzit, de obicei într-o forjă. Pieseile forjate pot varia în greutate de la mai puțin de un kilogram la sute de tone metrice. Forjarea a fost făcută de fierari de milenii; produsele tradiționale erau ustensile de bucătărie, feronerie, unelte manuale, arme tivite, cinale și bijuterii. De la Revoluția industrială, piesele forjate sunt utilizate pe scară largă în mecanisme și mașini oriunde o componentă necesită o rezistență ridicată; astfel de forjări necesită de obicei prelucrări suplimentare (cum ar fi prelucrarea) pentru a obține o piesă finită. Astăzi, forjarea este o industrie importantă la nivel mondial.

Mecanismul de forjat este cunoscut de mult. Există multe variante de asemenea mecanisme.

Mecanismul „metal shaper“ este folosit cu scopul de deformare al metalelor cu ajutorul fiecărui component din care este alcatuit, fiecare având un rol important pentru funcționarea mecanismului.

## 2. Stadiul actual

Mecanismul „metal shaper“ este format din batiu, manivelă, bielă și balansier. Acestea au fost proiectate în programul 3D Inventor. Pentru asamblarea cu joc a elementelor mecanismului s-a folosit comanda <Constrain> din blocul de comenzi <Relationships> selectându-se opțiunea insert, pentru creerea ajustajului cu joc. Ajustajul cu "strângere" a fost realizat folosind comanda <Joint> din blocul de comenzi <Relationships> folosind opțiunea <rigid>. Analiza structurală este reprezentată în figura 2.

Am conceput mecanismul din fig. 2, cu scopul de a deforma metalele. Mecanismul este destul de complex, având 5 elemente (numerotate în fig. 1) și 7 cuple de clasa a V-a (de rotație).

**Mecanismul** reprezintă un lanț cinematic care are un element fix sau considerat fix și mișcări bine determinate ale tuturor elementelor cinematice din componența acestuia. Pentru a studia mișcarea elementelor cinematice din componența oricărui sistem mecanic se va studia mișcarea unui corp atât în plan cât și în spațiu, poate fi de rotație R, Translație T sau mișcare plan –paralelă PP.

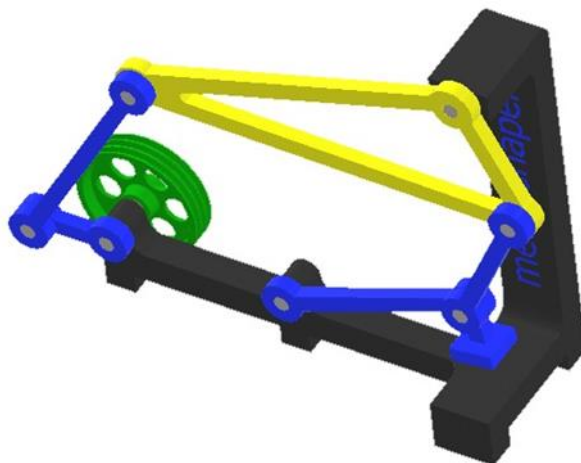


Fig. 1. Mecanism

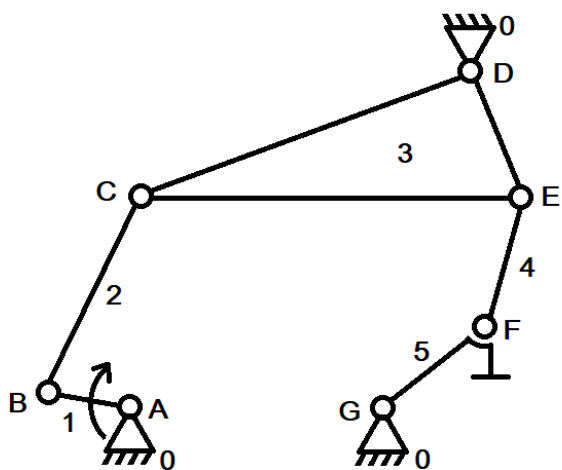


Fig. 2. Analiza structurală

Schema structurală (fig. 2) permite descompunerea în grupe cinematice din fig. 3. La această descompunere s-a avut în vedere felul în care mișcarea este cunoscută la fiecare diadă următoare, cunoscând mișcările diadelor precedente.

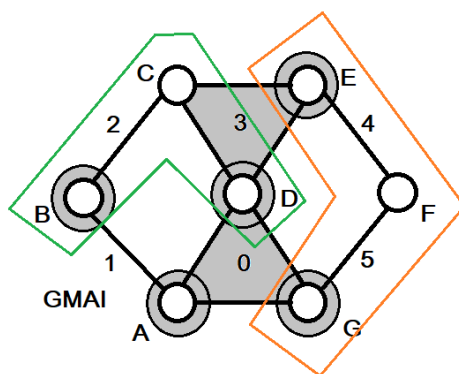








Fig. 3. Schema structurală

Cuplele, mișcările efectuate și legăturile dintre componente sunt reprezentate în tabelele următoare (tabel 1 și tabel 2):

**Tabelul 1. Cuplele cinematice**

Cupla cinematică	Mișcare efectuată	Notație	Legătura dintre elemente	Clasa
A	rotație	A(0,1) - R	batiu 0 – manivela 1	V
B	rotație	B(1,2) - R	manivela 1 – bilela 2	V
C	rotație	C(2,3) - R	biela 2 – balansierul 3	V
D	rotație	D(3,0) - R	balansierul 3 – batiul 0	V
E	rotație	E(3,4) - R	balansierul 3 – biela 4	V
F	rotație	F(4,5) - R	biela 4 – balansierul 5	V
G	rotație	G(5,0) - R	balansierul 5 – batiul 0	V

**Tabelul 2. Elementele cinematice**

Numărul elementului cinematic	Cuple care aparțin elementului cinematic	Denumirea elementului	Reprezentare
0	(A,D,G)	ternar	
1	(A,B)	binar	
2	(B,C)	binar	
3	(C,D,E)	ternar	
4	(E,F)	binar	
5	(F,G)	binar	

Componentele mecanismului sunt :



Fig. 4. Manivela

În figura 4 este un element binar (manivela-1) ce transmite mișcarea la elementul (biela-2) prin intermediul cuplei de rotație B. Aceasta se regăsește de două ori fiind și element binar (biela-2) ce transmite mișcarea la elementul (balansier-3) prin intermediul cuplei de rotație C.

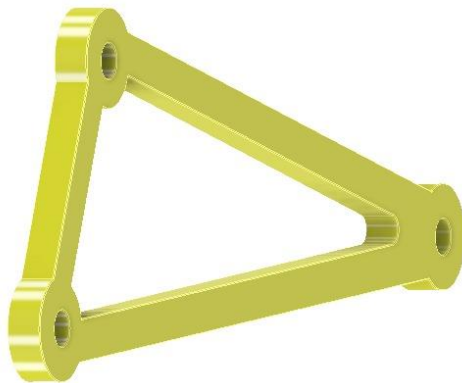


Fig. 5. Balansier

În figura 5 este un element ternar (balansier-3) ce transmite mișcarea la elementul binar (biela-4) prin intermediul cuplei de rotație. Legătura dintre el și batiu-0 se face în cupla D.

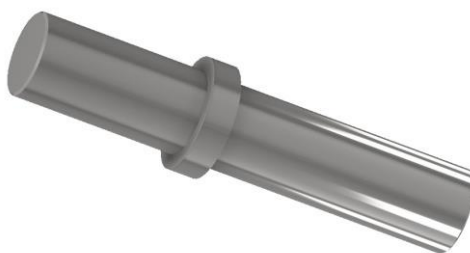


Fig. 6. Arbore de asamblare

În figura 6 este un arbore de asamblare pe batiu-0 a manivelei-1 și a fuliei ce face parte dintr-o posibilă transmisie prin curele trapezoidale.



Fig. 7. Element fix

În figura 7 este un reprezentat batiu-0 care este elementul fix al mecanismului.



Fig. 8. Fulie

În figura 8 este o fulie pentru curele trapezoidale tip SPB.

### 3. Concluzii

În această lucrare am folosit un mecanism de forjat pentru a evidenția cunoștințele acumulate la cursul “Mecanisme” (schema structurală, elemente, cuple). Pentru prezentarea mecanismului nostru am ales soft-ul de modelare 3D, AUTODESK Inventor. Acesta este un mediu prietenos de modelare 3D, care are comenzi inițiativ dispuse în blocurile de comenzi. Arborele principal este o unealtă folosită și flexibilă, permițând modificarea schițelor în orice stadiu al modelării.

### 4. Bibliografie

- [1]. [https://www.youtube.com/watch?v=A\\_syREyL8Ns&ab\\_channel=PDKENG.\(2018\)](https://www.youtube.com/watch?v=A_syREyL8Ns&ab_channel=PDKENG.(2018)) – min. 24:02-24:08
- [2]. Niculae, E. și Murzac, I. (2020), Cursul FIIR “Mecanisme”.
- [3]. <https://ro.wikipedia.org/wiki/Forjare> (2015)

## MODELLING OF AN OVERHEAD VALVE ENGINE MECHANISM

Popa Andrei-Sebastian, Grecu Andrei-Bogdan, Toșu Tiberiu-Nicolae

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Ingineria Securității în Industrie, Anul de studii: II, e-mail: [andreipopa25678@gmail.com](mailto:andreipopa25678@gmail.com)

Conducător științific: Șl. dr. ing. Liviu Marian UNGUREANU

*Abstract: An overhead valve (OHV) engine is a piston engine whose valves are in the cylinder head above the combustion chamber. This contrasts with earlier flathead engines, where the valves were located below the combustion chamber in the engine block - [1]. The camshaft (1) is driven by the crankshaft of the motor and acts on the dowels (2). By using the push rods (3) the cam profile pushes the rockers (4) that open the valves (6). The valves are held in place by the coil springs (5) (Fig.1). The dowel is the part that is driven directly by the camshaft. Hydraulic cleats are used to reduce operating noise and to compensate for thermal play – [2].*

*CUVINTE CHEIE: motor overhead valve, mecanism*

### 1. Introducere

Problema actuală este determinarea unei scheme cinematice analitice a mecanismului manivelă-piston și a unei sinteze cinematice, ce rezultă din efectuarea calculelor. Astfel, prin utilizarea unor modalități, cum ar fi: metoda contururilor, eliminarea unghiului din ecuații, crearea unor sisteme de calcul (cinematică analitică), respectiv calcularea sistemelor pentru determinarea unor variabile (sinteză cinematică), aflăm ecuația curbei de bielă și variabilele sale și aflarea punctelor prin care poate trece punctul trasor T pentru a putea proiecta mecanismul motorului OHV în programul solidworks.

### 2. Stadiul actual

Se urmărește cinematica analitică și sinteza analitică a mecanismului manivelă-piston R(RRT) + legile de mișcare a tchetului, pentru a putea pune în practică în viața reală calculele efectuate pe un motor OHV (Overhead valve engine).

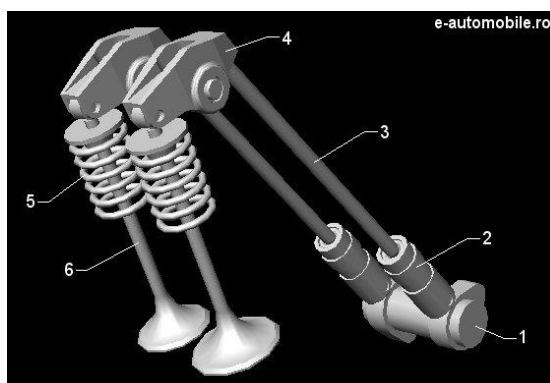


Fig.1 Motorul Overhead valve engine

Într-un motor OHV, axul cu came este plasat în interiorul chiuloasei iar supapele sunt acționate prin tacheți, tije metalice și culbutori. Acesta se numește mecanism de comandă a supapele. Motoarele

OHV sunt folosite cu succes de foarte mulți ani. Cele mai multe mașini clasice americane au avut motoare OHV, acestea încă fiind utilizate în camioane și mașini sport.

Dezavantajul unui design OHV este că necesită multe componente mobile pentru a acționa supapele. Fiecare componentă adaugă greutate. Acest lucru are ca rezultat o inerție mai mare a mecanism de comandă a supapelor, ceea ce face dificil controlul și sincronizarea supapelor la turații mai mari.

**Tabel 1. Detalii motor GX270 (OHV)**

Tip motor	Monocilindru în 4 timpi
Tip manșon cilindru	Manșon din fontă
Alezaj x Cursă	77 x 58 mm
Deplasare	270 cm <sup>3</sup>
Rata compresiei	8.5: 1
Putere netă	6.3 kW (8.4CP) / 3600 rpm
Putere nominală evaluată	4.6 kW (6.2 HP) / 3000 rpm 5.1 kW (6.8 HP) / 3600 rpm
Cuplu net maxim	19.1 Nm (1.94 kgfm) / 2500 rpm
Sistem de aprindere	CDI digital cu temporizare de aprindere variabilă
Pornire	Recul (start electronic opțional )
Capacitate rezervor combustibil	5.3 Litri
Combustibil consumat la putere nominală	2.4 L/h – 3600 rpm
Capacitate ulei motor	1.1 Litri
Dimensiuni ( L x W x H )	381 x 428 x 422 mm
Greutate	25.8 kg

Aceasta înseamnă că un motor OHV de dimensiuni mici nu va fi foarte eficient. Designul OHV este mai potrivit pentru motoarele mai mari, V6 și V8, astfel acestea nu sunt echipate pe o mașină compactă modernă.

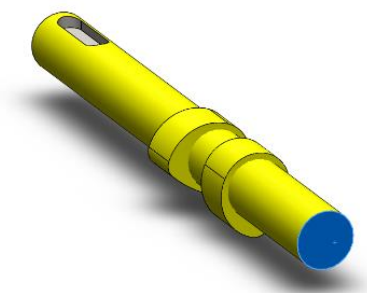


Fig. 2 Arbore cu came

Avantajele unui motor OHV includ un cost mai mic, un cuplu mai mic și o dimensiune mai compactă.

Fig.1 componente:

1. arbore cu came
2. tacheți
3. tije împingătoare
4. culbutori

5. arcul supapei
6. supapă

Arborele cu came (1) este antrenat de arborele cotit al motorului și acționează asupra tacheților (2). Prin intermediul tijelor împingătoare (3) profilul camelor împing culbutorii (4) care deschid supapele (6). Supapele sunt ținute pe sediu de arcurile elicoidale (5).

Arborii cu came (Fig.2) sunt antrenați de arborele cotit al motorului prin intermediul unei curele dințate (distribuție pe curea) sau a unui lanț metalic (distribuție pe lanț). Arborii sunt executați din oțel ușor aliat sau fontă aliată. Contactul dintre came și tacheți este întodeauna lubrifiat cu ulei motor.



Fig. 3 Culbutor pentru OHV

Tachetul este piesa care este acționată direct de către arborele cu came. Pentru a reduce zgomotul în funcționare și pentru a compensa jocul termic se utilizează tacheții hidraulici. Jocul termic reprezintă distanța dintre piesele în mișcare ale sistemului de distribuție, tija împingătoare – culbutor pentru OHV, joc care variază în funcție de temperatura pieselor (Fig.3). Jocul termic crește odată cu uzura pieselor și are impact negativ asupra zgomotului și fiabilității sistemului de distribuție.

### 3. Cinematica analitică a mecanismului manivelă-piston (Fig. 4)

Ecuția curbei de bielă sub formă implicită:  $g(x,y)=0$  (1)

Prin metoda conturilor se determina vectorul  $\overline{AT}$

$$\overline{AT} = \overline{AB} + \overline{BT} = \overline{AC} + \overline{CT} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x = r \cos \varphi + a \cos \alpha = e + b \cos \beta \\ y = r \sin \varphi + a \sin \alpha = s + b \sin \beta \end{cases} \quad (3)$$

Se elimina unghiul  $\varphi$ :

$$\begin{aligned} (x - a \cos \alpha)^2 + (y - a \sin \alpha)^2 &= r^2 \\ x^2 + y^2 + a^2 - 2ax \cos \alpha - 2ay \sin \alpha &= r^2 \\ A_1 \cos \alpha + B_1 \sin \alpha &= C_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= 2ax \\ B_1 &= 2ay \\ C_1 &= x^2 + y^2 + a^2 - r^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Prin considerarea  $\beta = \alpha + \gamma$ , obținem din prima ecuație:

$$\begin{aligned} x &= e + b \cos \beta = e + b(\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma) \\ \Rightarrow A_2 \cos \alpha + B_2 \sin \alpha &= C_2 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} A_2 &= b \cos \gamma \\ B_2 &= -b \sin \gamma \\ C_2 &= x - e \end{aligned} \quad (7)$$



Formăm sistemul:

$$\begin{cases} A_1 \cos \alpha + B_1 \sin \alpha = C_1 \\ A_2 \cos \alpha + B_2 \sin \alpha = C_2 \end{cases} \quad (8)$$

Notăm: 
$$U = \begin{vmatrix} C_1 & B_1 \\ C_2 & B_2 \end{vmatrix}; V = \begin{vmatrix} A_1 & C_1 \\ A_2 & C_2 \end{vmatrix}; W = \begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ A_2 & B_2 \end{vmatrix}; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= U/W \sin & \alpha &= V/W \\ \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha &= 1 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\left(\frac{U}{W}\right)^2 + \left(\frac{V}{W}\right)^2 = 1 \quad U^2 + V^2 = W^2 \quad (11)$$

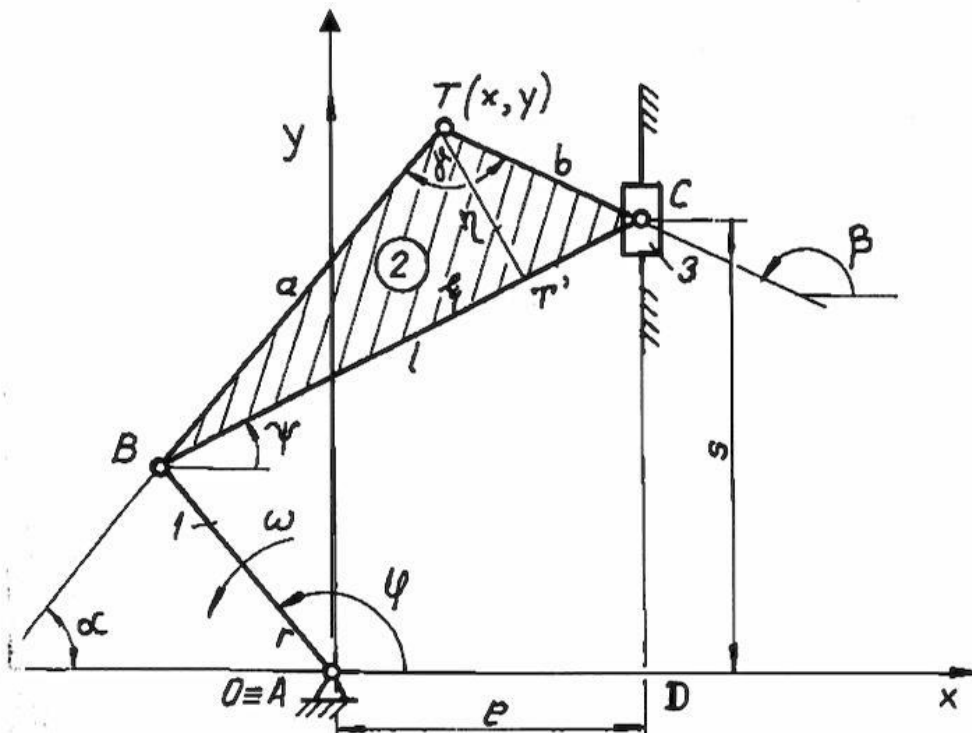


Fig. 4 Mecanismul manivelă-piston

Ecuția cursei de bielă:  $g(x, y) = U^2 + V^2 - W^2$ , unde:

$$\begin{aligned} U &= -b \sin \gamma (x^2 + y^2 + a^2 - r^2) - 2ay[(x - e)] \\ V &= -b \cos \gamma (x^2 + y^2 + a^2 - r^2) + 2ax[(x - e)] \\ W &= -2ab(x \sin \gamma + y \cos \gamma) \end{aligned} \quad (12)$$

Ecuția curbei de bielă  $U^2 + V^2 = W^2$  este o ecuație de gradul IV.

#### 4. Sinteza cinematică

$g(x, y, a, b, r, l, e) = 0, k = 1, n$ , sistem neliniar rezolvabil prin metode numerice.

Pentru ca sistemul să fie compatibil determinat  $n = 5$ .

Dacă originea sistemului de coordonate nu coincide cu punctul A, mai apar doi parametri:  $x_0, y_0$ , deci în total avem 7 puncte impuse prin care poate trece punctul trasor T.

- **Sinteza legilor de mișcare a tachelului și calculul coeficienților aferenți (Mecanism camă-tachet):**

Pentru deplasarea liniară a tachelului translant se consideră o funcție de tip sinusoidalasimetrică. Întrucât cama are profilul simetric, legea de mișcare la coborâre este aceeași cu cea de la urcare. Legea de mișcare la urcare este definită pe două intervale de lucru:

$$\begin{cases} s_I = A_1 \sin(D_1 \varphi) + B_1 \varphi + C_1 \\ s_{II} = A_2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2(\varphi - k\varphi_u) + C_2 \end{cases} \quad (13)$$

Astfel, prima ecuație este pentru primul interval  $\varphi \in [0, k\varphi_u]$ , iar a doua pentru al doilea interval  $\varphi \in [k\varphi_u, \varphi_u]$ . În cele două expresii apar coeficienții A, B, C, D, care urmează a fi determinați din condițiile inițiale (de la capetele intervalelor), precum și din condiția de continuitate a funcției în punctul  $k\varphi_u$ .

Prin urmare, parametrii cinematici de poziție, viteză și accelerație sunt:

$$\begin{cases} s_I = A_1 \sin(D_1 \varphi) + B_1 \varphi + C_1 \\ s'_I = A_1 D_1 \cos(D_1 \varphi) + B_1 \\ s''_I = -A_1 D_1^2 \sin(D_1 \varphi) \end{cases} \quad \text{și} \quad \begin{cases} s_{II} = A_2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2(\varphi - k\varphi_u) + C_2 \\ s'_{II} = A_2 D_2 \cos[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2 \\ s''_{II} = -A_2 D_2^2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] \end{cases} \quad (14)$$

Cu datele inițiale se calculează coeficienții aferenți:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{-kh}{4(1-k) + k\pi}; \quad B_1 = \frac{\pi h}{[4(1-k) + k\pi]\varphi_u}; \quad C_1 = 0; \quad D_1 = \frac{\pi}{k\varphi_u} \\ A_2 &= \frac{4(1-k)h}{4(1-k) + k\pi}; \quad B_2 = 0; \quad C_2 = \frac{k\pi h}{4(1-k) + k\pi}; \quad D_2 = \frac{\pi}{2(1-k)\varphi_u} \end{aligned}$$

## 6. Concluzii

Această lucrare constă în detalierea succintă a motorului OHV (Overhead valve engine) și a mecanismelor camă-tachet + bielă-manivelă, având și un tabel cu un exemplu de motor OHV GX270. Astfel, printr-o problemă reprezentativă despre cinematica analitică a mecanismului bielă-manivelă-piston și prin legile de mișcare a tachelului, este posibilă transpunerea calculelor și verificărilor în viața reală.

## 7. Bibliografie

- [1]. <https://www.e-automobile.ro>
- [2]. <https://themechanicalengineering.com>
- [3]. <https://www.howacarworks.com>
- [4]. <https://auto.howstuffworks.com>

## 8. Notății

$\gamma, \alpha, \varphi, \beta$  – unghiuri  
U, V, W – parametrii cursei de bielă  
 $A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$  – parametrii sistemelor de calcul

## IMPACT OF IOT IN LOGISTICS

Student: ȘTEFAN Bianca Minodora

Facultatea: Transporturi, Specializarea: Ingineria transporturilor, Anul de studii: I,

e-mail: [bianca.stf0013@gmail.com](mailto:bianca.stf0013@gmail.com)

Conducători științifici: Conf. Dr. Ing. Iulian TABĂRĂ, As.dr. ing. Alexandra ROTARU

Internet-of-Things-IoT technology has been around for over a decade, but its widespread impact is beginning to show. Almost every industry incorporates innovations related to this technology and the mobile applications associated with them. However, IoT in logistics offers the most notable use cases. IoT has a wide application in the delivery and logistics industry. Logistics companies are probably the biggest earners. This industry is the first to use technology. In the scientific itinerary, consisting largely of the foray into the "world of warehouses", the impact of IoT in this "logistic microuniverse" is studied and researched. The aim of the paper is therefore to discover the systems that operate in the largest logistics units in the Bucharest Western metropolitan area.

*CUVINTE CHEIE:* IoT, logistică, impact

### 1. Introducere

Internetul obiectelor (IoT) are potențialul de a conecta practic orice la internet și de a accelera logistica bazată pe date, optimizându-se procesul logistic. Obiectivele ce se vor atinge în această lucrare țin de studiul dezvoltării, implementării și înțelegerii conceptelor logistice, a problemelor legate de securitate și a al regăsirii omului în evoluția tehnologică. Cunoașterea mediului înconjurător prin aprofundarea și găsirea informațiilor ascunse reprezintă o capacitate a omului, aceea de « vânător culegător » modern.



Fig. 1 Schematizarea conceptului IoT în logistică

### 2. Stadiul actual

Implementarea la nivelul țării noastre a programelor WMS și a altor sisteme logistice, constituie o provocare pentru cei mai avangardiști oameni. Pentru a face față inovărilor tehnologice, așa cum scrie și în cartea « Provocările tehnologice ale secolului XXI (21 de lecții pentru secolul XXI) » de Yuval Noah Harari, un prim pas este trecerea peste deziluzii și transformarea lumii înconjurătoare dintr-un univers idilic, într-un univers tangibil, detectabil, observabil. Cea mai importantă este descoperirea acestuia și înțelegerea, atât a conceptelor logistice precum trasabilitatea, FEFO (First Expired First Out- Primul Expirat Primul Ieșit), cât și a scopului cercetării. Componentele ce fac posibilă eficientizarea procesului logistic constituie parte integrantă a Internetului Obiectelor.

The screenshot displays the 'Nomenclator articole' (Articles Nomenclature) interface. It features a search bar with options for 'Cauta', 'Aduca', 'Modifica', 'Sterge', 'Ascunde filtrele', and 'Import standard'. Below the search bar is a 'Detalii' section with input fields for 'Nume sau cod', 'Proprietar', 'Stocabil', 'Nume', 'Categorii', 'Activ', 'Cod articol', and 'Cod de bare'. The main area contains a table of articles with the following columns: Denumire, Cod articol, Categorie, Inaltimea, Grosime, and Adancime. The table lists various items such as 'TRVERTJIN AFYON LIGHT 2CM LUSTRUIT', 'AGRA RED 1,8-2CM L', and 'ONDXALABASTRO EGIZIANO 2CM LUSTRUIT'.

Denumire	Cod articol	Categorie	Inaltimea	Grosime	Adancime
TRVERTJIN AFYON LIGHT 2CM LUSTRUIT	10000000	Lastra	2.000000	160.000000	230.000...
AGRA RED 1,8-2CM L	10000001	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ONDXALABASTRO EGIZIANO 2CM LUSTRUIT	10000002	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ALMOND MAUVE 1CM PLINTA	10000003	Lastra	1.000000	0.000000	0.000000
ALMOND MAUVE2CM L	10000004	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ALMOND MAUVE2CM L	10000005	Lastra	2.000000	60.000000	200.000...
ALMOND MAUVE3CM L	10000006	Lastra	0.000000	0.000000	0.000000
AMARILLO GOLD 2CM L	10000007	Lastra	2.000000	0.000000	0.000000
AMARILLO SIERRA DARK 2CM L	10000008	Lastra	2.000000	0.000000	0.000000
ANXI RED 2CM L	10000009	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ANXI RED 3CM L	10000010	Lastra	3.000000	0.000000	0.000000
PROMO ARDEZIE GRI 2CM L	10000011	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
PROMO ARDEZIE MULTICOLORE 2CM L	10000012	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ARDEZIE NEAGRA 2CM L	10000013	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ARDEZIE RUSTIC 2CM	10000014	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
ONDX SULTANO 2CM LUSTRUIT	10000273	Lastra	2.000000	150.000000	270.000...
ONDX VERDE PERSIANO 2CM LUSTRUIT	10000276	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000
WHITE MOTHER OF PEARL 3CM LUSTRUIT	10000277	Lastra	3.000000	1.000000	1.000000
BARDIGLIETTO L 2 INCORECT	10000278	Lastra	2.000000	1.000000	1.000000

Fig. 2 Interfața WMS

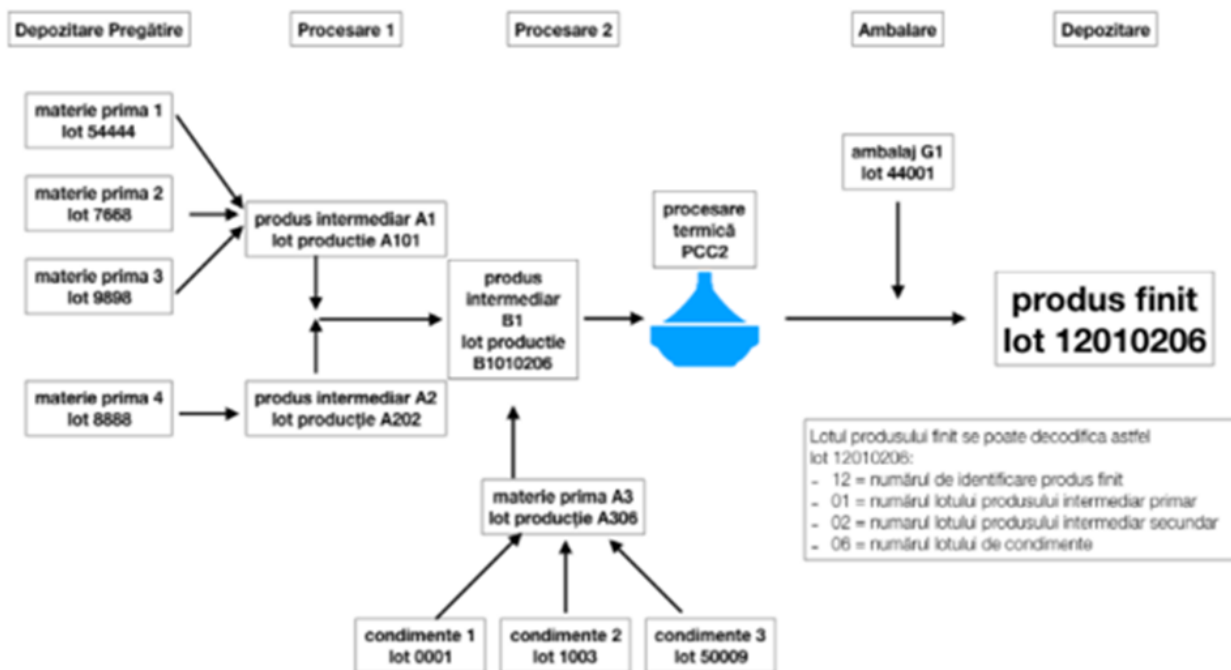


Fig. 3 Codificare IoT

Versiunea continuă a modelului logistic este descrisă prin ecuația diferențială

$$\frac{dN}{dt} = \frac{rN(K - N)}{K} \tag{1}$$

unde  $r$  este **parametrul Malthusian** (rata de creștere maximă a populației) și  $K$  este așa-numita capacitate de încărcare (adică populația maximă durabilă). Împărțirea ambelor părți la  $K$  și definirea  $x=N/K$  apoi dă ecuația diferențială:

$$\frac{dx}{dt} = rx(1 - x) \tag{2}$$

care este cunoscută sub numele de ecuație logistică și are soluție

$$x(t) = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x_0} - 1\right)e^{-rt}} \tag{3}$$

Funcția  $x(t)$  este uneori cunoscută sub numele de funcție sigmoidă.

Deși  $r$  este de obicei constrâns să fie pozitivă, graficele soluției de mai sus sunt prezentate pentru diferite valori pozitive și negative ale  $r$  și condițiile inițiale  $x_0 = x(t=0)$  variind de la 0,00 la 1,00 în trepte de 0,05.

Versiunea discretă a ecuației logistice (3) este cunoscută sub numele de hartă logistică.

Curba:

$$x = \frac{a}{1 + bq^t} \quad (4)$$

obținută din (3) este uneori cunoscută sub numele de curbă logistică. În mod similar, o formă normalizată de ecuație (3) este frecvent utilizată ca distribuție statistică cunoscută sub numele de distribuție logistică.

**Tabelul 1.** Exemplu de tabel logistic

OrderDate	Region	Rep	Item	Units	UnitCost	Total
1/6/2020	East	Jones	Pencil	95	1.99	189.05
1/23/2020	Central	Kivell	Binder	50	19.99	999.50
2/9/2020	Central	Jardine	Pencil	36	4.99	179.64

## 6. Concluzii

Impactul IoT asupra logisticii este unul benefic, de eficientizare a procesului logistic, de inovare a tuturor elementelor fizice folosite și unul de natură evolutivă, adaptabilitate la nou a tuturor generațiilor curente.

Datorită determinismului, curiozității asupra tuturor aspectelor ce țin de noile tehnologii, cât și de scopul pentru care a fost aleasă această facultate, în speță logistica, a fost elaborată această lucrare cu o continuitate intelectuală și științifică.

Activitatea este axată pe procesul de învățare din cadrul specializării transport trafic și logistică. O activitate de viitor este implementarea sistemelor de tip WMS parafrazând aici interviul, dar mai ales activitatea domnului project manager Valeriu Barbu, căruia îi datorăm mulțumiri pe această cale.

## 7. Bibliografie

- [1]. [https://en.wikipedia.org/wiki/Internet\\_of\\_things](https://en.wikipedia.org/wiki/Internet_of_things)
- [2]. [https://en.wikipedia.org/wiki/First\\_Expired,\\_First\\_Out](https://en.wikipedia.org/wiki/First_Expired,_First_Out)
- [3]. <https://www.odtap.com/application-impact-of-iot-in-logistics-industry/>
- [4]. <https://www.digiteum.com/internet-of-things-logistics/>
- [5]. <https://www.odtap.com/application-impact-of-iot-in-logistics-industry/>
- [6]. <https://codexalimentarius.ro/item/571-trasabilitatea-poate-cel-mai-important-element-in-siguranta-alimentelor.html>
- [7]. <https://www.thomasnet.com/insights/how-the-iot-is-improving-the-logistics-sector/>
- [8]. [https://en.wikipedia.org/wiki/Logistic\\_function](https://en.wikipedia.org/wiki/Logistic_function)

## STRUCTURAL AND FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF A SEEDLINGS TRANSPLANTING MANIPULATOR

SOARE Gabriel Alexandru, ZAMFIR Andreea, TALĂ George,  
BURTAN Alexandru Cosmin și ILIE Florin Cosmin Prenume

Facultatea: Ingineria Sistemelor Biotehnice, Specializarea: Mecronica Sistemelor Biotehnice,  
Anul de studii: II,  
e-mail: [gabriel\\_soare99@yahoo.com](mailto:gabriel_soare99@yahoo.com)

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Adriana COMĂNESCU**

**ABSTRACT:** In the paper it is deeply analyzed a manipulator, which may have various applications in agricultural operations, among that of seedlings transplantation. The main structural, kineto-dynamic characteristics highlighted by relevant graphic representations and their general positional-kinematic and kineto-static and dynamic algorithms are presented. The mechanism may be integrated in various manipulators and other equipment.

**CUVINTE CHEIE:** agricultural manipulator, mechanism, structural model, modular groups connection, kineto-dynamic algorithm.

### 1. Introducere

Modelul constructiv al manipulatorului analizat în lucrare este selectat din literatura de specialitate [1][2][3]. Pe baza acestuia se pun în evidență caracteristicile structurale ale sistemului, precum structura modulară pentru stabilirea algoritmului de calcul cineto-dinamic. Aceste algoritme, care utilizează modelele de calcul specifice diverselor grupe modulare active și pasive sunt verificate prin ilustrații și animații grafice.

### 2. Considerații structurale

Manipulatorul pentru operația de transplant a răsadurilor (Fig.1) este un sistem plan cu un grad de mobilitate și trei contururi independente ale modelului structural (Fig. 2). Acesta este obținut din lanțul fundamental Watt prin amplificarea cu o diadă.

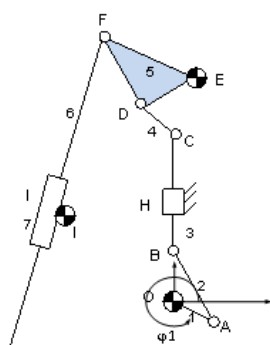


Fig. 1. Modelul constructiv

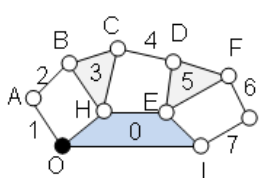


Fig. 2. Modelul structural

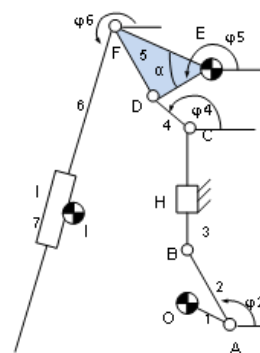


Fig. 3. Parametrii dependenți ai mecanismului

Pe baza modelului structural (Fig. 2) cu 7 elemente cinematice mobile și 10 cuple cinematice inferioare (de rotație și de translație) se stabilește conexiunea grupelor modulare (figura 4) din care se

desprind o grupă modulară activă GMAI (O,1) și trei grupe de tip diadă, respectiv RRT, RRR și RTR. Această conexiune stă la baza algoritmului cineto-dinamice elaborat în secțiunile următoare.

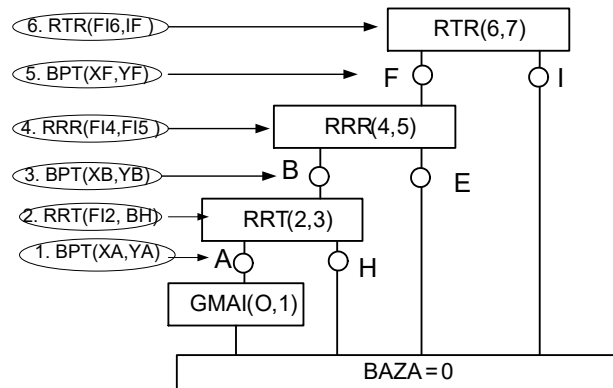


Fig.4. Conexiunea grupelor modulare

Pe baza modelului constructiv (Fig. 2) se stabilesc parametrii geometrici constanți ai sistemului:

**Tabelul 1. Parametri geometrici constanți**

PARAMETRII GEOMETRICI CONSTANTI					
XO := 0	XE := 24	YE := 379	XI := -177	YI := 164	
OA := 53	AB := 137	BC := 185	CD := 83	ED := 59	EF := 173 FT := 543
$\alpha := 1.39$	$\alpha_0 := \alpha \cdot \frac{180}{\pi}$				

Parametrul independent al mecanismului (Fig. 1) este menționat în tabelul 2.

**Tabelul 2. Parametrul independent al mecanismului**

PARAMETRUL INDEPENDENT		
$k := 0..36$	$\phi_{1k} := k \cdot \frac{\pi}{18}$	$\omega_1 := 1$

### 3. Modelarea pozițional-cinematică a manipulatorului

Urmărind conexiunea grupelor modulare expusă în (Fig. 4) și utilizând modelele de calcul cinematic se realizează algoritmul de calcul din Tabelul 3.

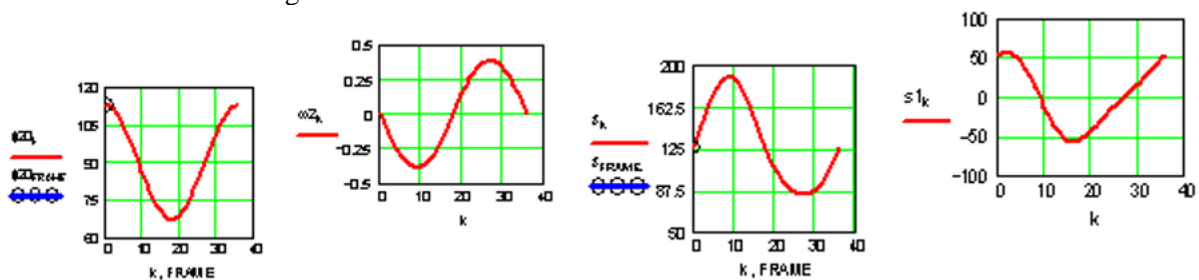


Fig. 5. Parametrii dependenți ai diadei RRT(2,3)

Parametrii cinematici dependenți sunt redați grafic după cum urmează:

- parametrii dependenți ai diadei RRT (2,3) (Fig. 5);  
 $\phi_2[\text{rad}]$ ,  $\phi_{20}[\text{degree}]$ ,  $\omega_2[\text{sec}^{-1}]$ ,  $s \equiv OH$ ,  $s_1 \equiv ds/dt$
- parametrii dependenți ai diadei RRR (4,5) (Fig. 6);  
 $\phi_4[\text{rad}]$ ,  $\phi_{40}[\text{degree}]$ ,  $\omega_4[\text{sec}^{-1}]$ ,  $\phi_5[\text{rad}]$ ,  $\phi_{50}[\text{degree}]$ ,  $\omega_5[\text{sec}^{-1}]$



- parametrii dependenți ai diadei RRR (6,7) (Fig. 7);  
 $\phi_6[\text{rad}], \phi_{60}[\text{degree}], \omega_6[\text{sec}^{-1}], FI, d(FI)/dt$
- parametrii cinematici ai punctului T – extremitatea elementului de execuție 6 (Fig. 8).

**Tabelul 3. Parametrii dependenți**

Modulul	Parametrii dependenți
BPT(A)	$XA_k := 0 + OA \cdot \cos(\phi_{1k}) \quad YA_k := 0 + OA \cdot \sin(\phi_{1k})$ $X1A_k := 0 - OA \cdot \sin(\phi_{1k}) \quad Y1A_k := 0 + OA \cdot \cos(\phi_{1k})$
RRT(2,3)	$XA_k + AB \cdot \cos(\phi_2) = 0 \quad YA_k + AB \cdot \sin(\phi_2) - s = 0$ $\text{sol}_k := \text{Find}(\phi_2, s) \quad \begin{pmatrix} \phi_{2k} \\ s_k \end{pmatrix} := \text{sol}_k \quad \phi_{20k} := \phi_{2k} \cdot \frac{180}{\pi}$ $A_k := \begin{pmatrix} -AB \cdot \sin(\phi_{2k}) & 0 \\ AB \cdot \cos(\phi_{2k}) & -1 \end{pmatrix} \quad B_k := \begin{bmatrix} -(X1A_k - 0) \\ -(Y1A_k - 0) \end{bmatrix} \quad \text{sol}_k := \text{Isolve}(A_k, B_k)$ $\begin{pmatrix} \omega_{2k} \\ s_{1k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k$
BPT(B)	$XB_k := XA_k + AB \cdot \cos(\phi_{2k}) \quad X1B_k := X1A_k - AB \cdot \sin(\phi_{2k}) \cdot \omega_{2k}$ $YB_k := YA_k + AB \cdot \sin(\phi_{2k}) \quad Y1B_k := Y1A_k + AB \cdot \cos(\phi_{2k}) \cdot \omega_{2k}$
RRR(4,5)	$XC_k + CD \cdot \cos(\phi_4) - XE - ED \cdot \cos(\phi_5) = 0$ $YC_k + CD \cdot \sin(\phi_4) - YE - ED \cdot \sin(\phi_5) = 0$ $\text{sol}_k := \text{Find}(\phi_4, \phi_5) \quad \begin{pmatrix} \phi_{4k} \\ \phi_{5k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k \quad \begin{pmatrix} \phi_{40k} \\ \phi_{50k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k \cdot \frac{180}{\pi}$ $A_k := \begin{pmatrix} -CD \cdot \sin(\phi_{4k}) & ED \cdot \sin(\phi_{5k}) \\ CD \cdot \cos(\phi_{4k}) & -ED \cdot \cos(\phi_{5k}) \end{pmatrix} \quad B_k := \begin{bmatrix} -(X1C_k - 0) \\ -(Y1C_k - 0) \end{bmatrix}$ $\text{sol}_k := \text{Isolve}(A_k, B_k) \quad \begin{pmatrix} \omega_{4k} \\ \omega_{5k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k$
BPT(F)	$XF_k := XE + EF \cdot \cos(\phi_{5k} - \alpha) \quad YF_k := YE + EF \cdot \sin(\phi_{5k} - \alpha)$ $X1F_k := 0 - EF \cdot \sin(\phi_{5k} - \alpha) \cdot \omega_{5k} \quad Y1F_k := 0 + EF \cdot \cos(\phi_{5k} - \alpha) \cdot \omega_{5k}$
RTR(6,7)	$XF_k + FI \cdot \cos(\phi_6) - XI = 0$ $YF_k + FI \cdot \sin(\phi_6) - YI = 0 \quad \text{sol}_k := \text{Find}(FI, \phi_6) \quad \begin{pmatrix} FI_k \\ \phi_{6k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k$ $\phi_{60k} := \phi_{6k} \cdot \frac{180}{\pi} \quad A_k := \begin{pmatrix} \cos(\phi_{6k}) & -FI_k \cdot \sin(\phi_{6k}) \\ \sin(\phi_{6k}) & FI_k \cdot \cos(\phi_{6k}) \end{pmatrix} \quad B_k := \begin{pmatrix} -X1F_k \\ -Y1F_k \end{pmatrix}$ $\text{sol}_k := \text{Isolve}(A_k, B_k) \quad \begin{pmatrix} FI_{1k} \\ \omega_{6k} \end{pmatrix} := \text{sol}_k$
BPT(T)	$XT_k := XF_k + FT \cdot \cos(\phi_{6k}) \quad X1T_k := X1F_k - FT \cdot \sin(\phi_{6k}) \cdot \omega_{6k}$ $YT_k := YF_k + FT \cdot \sin(\phi_{6k})$ $Y1T_k := Y1F_k + FT \cdot \cos(\phi_{6k}) \cdot \omega_{6k}$

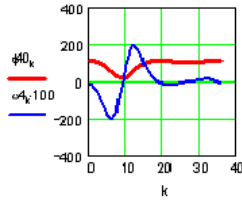


Fig. 6. Parametrii dependenti ai diadei RRR(4,5)

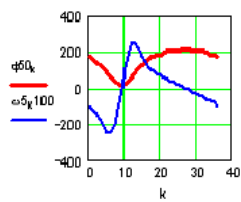


Fig. 7. Parametrii dependenti ai diadei RTR(6,7)

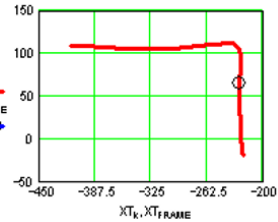
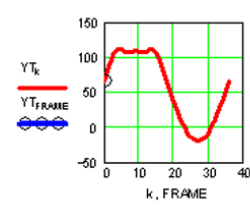
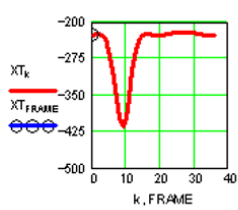
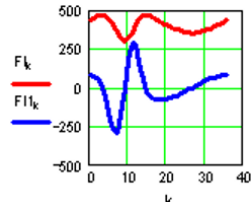
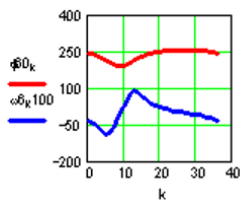


Fig. 8. Parametrii cinematici ai extremității elementului de execuție

#### 4. Determinarea momentului de echilibrare prin metoda puterilor virtuale

Metoda puterilor virtuale dă posibilitatea determinării momentului de echilibrare care asigură echilibrul sistemului sub acțiunea sistemului de forțe exterioare și de inerție.

Tabelul 4. Determinarea momentului de echilibrare

DETERMINAREA MOMENTULUI DE ECHILIBRARE	
RT := 20	$CM_k := \frac{-(RT \cdot Y1T_k)}{\omega_1}$

În lucrare se pune în evidență momentul de echilibrare necesar a fi aplicat în cupla activă luând în considerare exclusiv forța exterioară RT aplicată la extremitatea T a elementului de execuție, celelalte categorii de forțe fiind neglijate. Anterior se determină parametrii de viteză a punctului T, astfel încât se poate calcula din Tabelul 4 valoarea acestui moment notat  $CM_k$ . Curba de variație a acestuia este redată în figura 9.

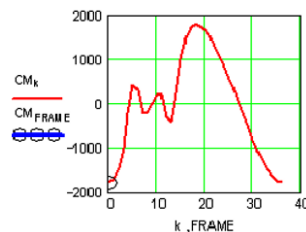


Fig. 9. Variația momentului de echilibrare pentru un ciclu cinematic

#### 5. Modelarea cinetostatică a manipulatorului

Momentul de echilibrare se poate determina alături de torsiunea de reacțiune din fiecare cuplă cinematică utilizând pentru analiza cinetostatică conexiunea grupelor modulare (Fig. 4) în ordinea inversă legării modulelor structurale. Algoritmii de calcul cinetostatic cu etapele sale successive este prezentat în Tabelul 5.

Pentru grupa modulară RTR (6,7) prezentată în figura 10 variația componentelor de reacțiune din cupla F sunt redată în figura 11.

Tabelul 5. Algoritm de calcul cinetostatic

Modulul	Parametrii dependenți
Torsorul echivalent al elementelor 7 și 6	$X6_k := 0 \quad Y6_k := RT \quad CM6_k := -(YT_k - YF_k) \cdot 0 + (XT_k - XF_k) \cdot RT$ $X7_k := 0 \quad Y7_k := RT \quad CM7_k := 0$
RTR (6, 7)	$A_k := \begin{bmatrix} -(YF_k - YI) & XF_k - XI \\ \cos(\phi6_k) & \sin(\phi6_k) \end{bmatrix} \quad B_k := \begin{bmatrix} -[CM6_k - (YF_k - YI) \cdot X6_k + (XF_k - XI) \cdot Y6_k] \\ -(X6_k \cdot \cos(\phi6_k) + Y6_k \cdot \sin(\phi6_k)) \end{bmatrix}$ $solr_k := \text{Isolve}(A_k, B_k) \begin{pmatrix} X56_k \\ Y56_k \end{pmatrix} := solr_k$ $X07_k := -(X56_k + X6_k + X7_k) \quad Y07_k := -(Y56_k + Y6_k + Y7_k)$
Torsorul echivalent al elementelor 4 și 5	$X4_k := 0 \quad Y4_k := 0 \quad CM4_k := 0 \quad X5_k := -X56_k \quad Y5_k := -Y56_k$ $CM5_k := -(YF_k - YE) \cdot (-X56_k) + (XF_k - XE) \cdot (-Y56_k)$
RRR(4,5)	$A_k := \begin{bmatrix} -(YC_k - YD_k) & XC_k - XD_k \\ -(YC_k - YE) & XC_k - XE \end{bmatrix} \quad B_k := \begin{bmatrix} 0 \\ -(CM5_k) \end{bmatrix}$ $solr_k := \text{Isolve}(A_k, B_k) \begin{pmatrix} X34_k \\ Y34_k \end{pmatrix} := solr_k$ $Y05_k := -(Y34_k + Y4_k + Y5_k) \quad X05_k := -(X34_k + X4_k + X5_k)$
Torsorul echivalent al elementelor 2 și 3	$X3_k := X43_k \quad Y3_k := Y43_k$ $CM3_k := -(YC_k - YB_k) \cdot X43_k + (XC_k - XB_k) \cdot Y43_k$ $X2_k := 0 \quad Y2_k := 0 \quad CM2_k := 0$ <b>Obs.</b> centrul de masa al elementului 3 - B=T $X43_k := -X34_k \quad Y43_k := -Y34_k$
RRT(2,3)	$A_k := \begin{bmatrix} -(YA_k - YB_k) & XA_k - XB_k \\ \cos(\frac{\pi}{2}) & \sin(\frac{\pi}{2}) \end{bmatrix} \quad B_k := \begin{bmatrix} -0 \\ -(X3_k \cdot \cos(\frac{\pi}{2}) + Y3_k \cdot \sin(\frac{\pi}{2})) \end{bmatrix}$ $solr_k := \text{Isolve}(A_k, B_k) \begin{pmatrix} X12_k \\ Y12_k \end{pmatrix} := solr_k \quad N03_k := -(X12_k + X43_k)$ $X32_k := -(X12_k + X2_k) \quad Y32_k := -(Y12_k + Y2_k) \quad X23_k := (X12_k + X2_k)$ $Y23_k := (Y12_k + Y2_k)$
Torsorul echivalent al elementului 1	$X21_k := -X12_k \quad Y21_k := -Y12_k \quad X1_k := X21_k \quad Y1_k := Y21_k$ $CM1_k := -(YA_k - 0) \cdot X21_k + (XA_k - 0) \cdot Y21_k$
GMAI(O,1)	$X01_k := -X1_k \quad Y01_k := -Y1_k \quad ME_k := -CM1_k$

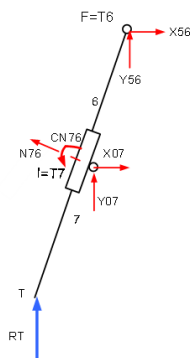


Fig. 10 Diada RTR (6, 7) torsorul de reacțiune din cuple

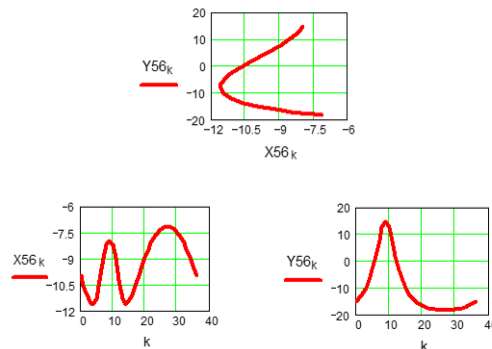


Fig. 11 Diada RTR (6, 7) torsorul de reacțiune din cupla cinematică F

Similar, pentru diada RRR (3,4) din figura 12, hodograful reacțiunii din cupla C (de legătură cu următoarea grupă modulară este prezentat în figura 13.

Următoarea grupă modulară RRT(2,3) este redată cu componentele torsorului de reacțiune în figura 14, iar variația componentelor din cuplă sunt prezentate în figura 15. Grupa modulară activă are în cupla activă O torsorul de reacțiune, care are una dintre componente momentul de echilibrare ME (figura 16). Acest torsor este redat în figura 17. Se observă că momentul de echilibrare din cupla activă A determinat prin cele două metode de calcul au valori și reprezentări identice (Fig. 9, Fig. 17).

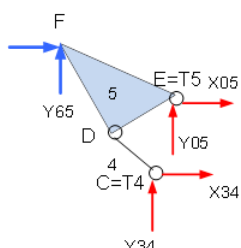


Fig. 12 Diada RRR (4, 5) torsorul de reacțiune din cuplele potențiale

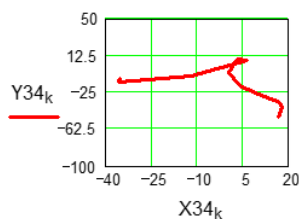


Fig. 13 Diada RRR (4, 5) hodograful reacțiunii din cupla cinematică C

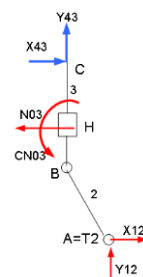


Fig. 14 Diada RRT (2, 3) torsorul de reacțiune din cuplele potențiale

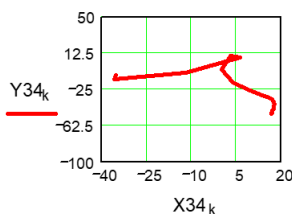


Fig. 15 Diada RRT (2, 3) Hodograful reacțiunii din cupla cinematică C

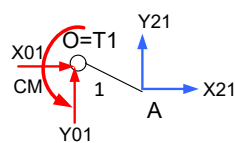


Fig. 16 Grupa modulară activă GMAI (0, 1) torsorul de reacțiune din cupla activă

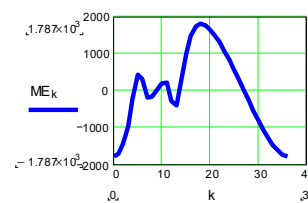


Fig. 17 Variația momentului de echilibrare pentru un ciclu cinematic

## 6. Concluzii

Manipulatorul cu anumite caracteristici utile pentru diverse operații agricole, cum ar fi acelea de realizare a unui pat germinativ pentru răsaduri, plantarea răsadurilor, verificarea culturilor sau recoltarea, poate fi integrat într-un echipament cu atributele unui robot mobil cu secvență fixă.

Contribuția autorilor constă în modelarea sistemului cu metode specifice teoriei mecanismelor.

## 7. Bibliografie

- [1]. Comănescu, Adr., Note de curs, seminar și laborator la disciplina MECANISME – UPB, Facultatea Ingineria Sistemelor Biotehnice, martie – iunie 2021;
- [2]. [https://www.researchgate.net/figure/Kinematic-Model-of-Transplanting-Finger-Mechanism-14-shows-the-mathematical-modelof\\_fig1\\_327234353](https://www.researchgate.net/figure/Kinematic-Model-of-Transplanting-Finger-Mechanism-14-shows-the-mathematical-modelof_fig1_327234353);
- [3]. Comănescu, Adr., Comănescu, D., Dugăeșescu, I., Ungureanu, L., Alionte, C., *Modelarea și simularea mecanismelor și a sistemelor biomorfe*, Editura POLITEHNICA Press, București, 2019 ISBN:978-606-515-857-3;
- [4]. Comănescu, Adr., Comănescu, D., Dugăeșescu, I., Boureci, A., *Bazele modelării mecanismelor*, Editura Politehnica-PRESS, ISBN:978-606-515-114-7, București, 2010;

## STUDY REGARDING THE CONSTRUCTION AND USE OF SURGICAL ROBOTS

DAVIDESCU Andrei-Iulian, DINU Sabrina-Alexandra, OLTEANU Andreea-Anamaria  
Facultatea: Transporturi, Specializarea: Ingineria Transporturilor, Anul de studii: I,  
e-mail: [sabrina555dinu@gmail.com](mailto:sabrina555dinu@gmail.com)

Conducător științific: Conf. dr. ing. Iulian TABĂRĂ

*ABSTRACT: Robotic surgery is a type of minimally invasive surgery that allows complex operations to be performed without needing large incisions like in open surgery. It uses an intuitive system, which reproduces open operations, but at a higher level. In certain conditions, such as prostate, bladder or rectal cancer, the results of robotic interventions are better, with fewer risks and complications, compared to other less advanced surgical techniques.*

*Miniaturized surgical instruments of the order of millimeters are used, which are inserted through 4 incisions of only 5 mm. When performing surgery with the da Vinci Xi robot – the most advanced surgical robot in the world – these instruments are mounted on three separate robotic arms, which are articulated and have 7 degrees of freedom, allowing the surgeon a maximum range of motion and precision, superior to the human hand. The fourth arm contains a high-definition 3D video camera that guides the surgeon during the procedure.*

*CUVINTE CHEIE: roboți chirurgicali*

### 1. Introducere

Roboții chirurgicali sunt cei care permit medicilor un acces mai facil în anumite zone folosind metode mai precise și mai puțin invazive.

Termenul de "robot medical" desemnează o mașină care este controlată de către un medic printr-o consolă computerizată. Consola poate fi în aceeași încăpere cu pacientul sau într-o locație din afară. Consolele pot avea unul sau mai multe brațe care sunt controlate de către medic pentru a face efectiv intervenția pe pacient.



Fig. 1 Primul robot folosit în medicină PUMA 560

Roboții medicali, de obicei sunt roboți care permit medicilor accesul mai ușor la zonele inaccesibile din corpul pacienților, folosind dispozitive precise și mai puțin invazive. Aceste structuri sunt cunoscute sub numele de roboți chirurgicali.

PUMA 560 (Kwoh et al, 1988 - Fig.1) a fost primul robot folosit pentru a poziționa cu precizie un ac pentru biopsia creierului folosit în neurochirurgie sub ghidare CT.

PUMA este un braț robotic industrial dezvoltat de Victor Scheinman la compania de robot pionier Unimation. Dezvoltat inițial pentru General Motors, PUMA s-a bazat pe proiectele anterioare pe care le-a inventat Scheinman în timp ce se afla la Universitatea Stanford.

## 2. Clasificarea roboților medicali

Roboții medicali sunt clasificați în: roboți de diagnostic; roboți folosiți la diverse terapii, inclusiv operații chirurgicale; roboți pentru asistarea pacienților; roboți chirurgicali; roboți de recuperare medicală; bioroboți; roboți cu teleprezență.

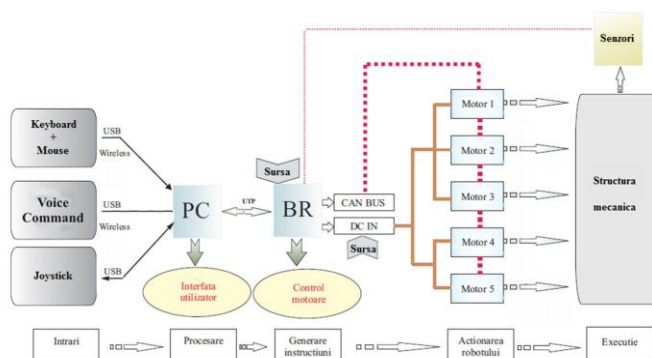


Fig. 2 Schema de acționare a unui robot chirurgical

În prezent se disting următoarele domenii de aplicabilitate a roboților chirurgicali:

- chirurgie generală;
- chirurgie cardiacă – bypass coronarian și înlocuirea valvei mitrale;
- chirurgie ginecologică – ramura cu cea mai mare dezvoltare, ginecologia benignă și cea oncologică;
- neurochirurgia;
- radiochirurgia – tratarea tumorilor folosind radiații de înaltă energie;
- ortopedia;
- urologia.

## 3. Structura unui sistem de simulare pentru roboți

Există diferite metode și tehnici de acționare (Fig. 2) și control al roboților (algoritmi de control): controlul roboților prin utilizarea soluțiilor clasice (variante de control PID - proporțional-integral-derivativ); controlul roboților prin utilizarea unor soluții avansate (algoritmi de tip fuzzy, PID adaptiv, algoritmi adaptiv-predictivi bazați pe model).

Algoritmii de identificare (algoritmii matematici) cel mai des implementați în aplicații sunt: algoritmi bazați pe utilizarea metodei celor mai mici pătrate sau algoritmi bazați pe utilizarea rețelelor neuronale.

Un PID controller (Fig. 3) este un mecanism generic de control cu bucla de feedback, utilizat pe scară largă pentru sistemele de control industrial. Acest controller calculează o "eroare", diferența dintre o variabilă de proces măsurată și o valoare de referință dorită, iar regulatorul încearcă să minimizeze eroarea prin ajustarea datelor de intrare folosite în controlul proceselor.

Un sistem de control fuzzy (Fig. 4) este un sistem de control bazat pe logica fuzzy - un sistem matematic care analizează valorile de intrare analogice în termeni de variabile logice care iau valori continue între 0 și 1, în contrast cu logica clasică sau digitală, care operează pe valori discrete fie 1 sau 0 (adevărat sau fals). Logica fuzzy este utilizată pe scară largă și în controlul mașinilor unelte.

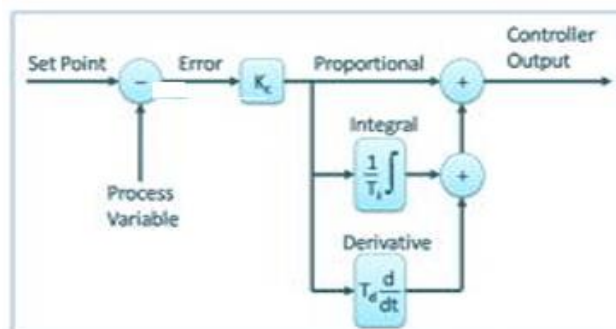


Fig. 3 Controller PID (proportional integral derivate)

Modelarea și simularea roboților presupune analiza unor structuri deja existente cu scopul de a îmbunătăți caracteristicile acestora prin evidențierea modificărilor structurale (de acționare sau de control) ce trebuie operate și proiectarea unor structuri complet noi, pentru care se dorește cunoașterea comportamentului, înainte de realizarea prototipului, sau de a impune un anumit tip de comportament pentru o structură generică.

Modelatorul – acest modul realizează o combinație a informațiilor geometrice și cinematice obținute în modulele corespunzătoare în vederea creerii modelului complet al robotului. Rezultatele acestei modelări sunt stocate în baza de date a modelului.

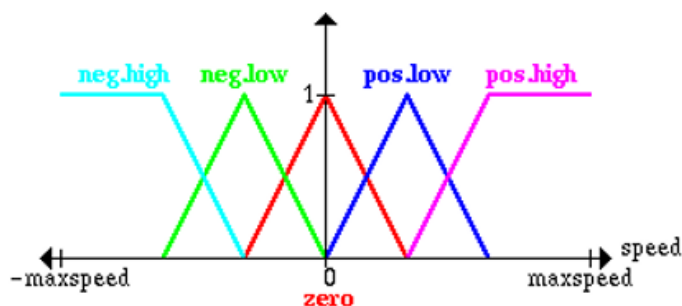


Fig. 4 Sistem de control fuzzy

Simulatorul - reprezintă principalul modul al sistemului de simulare. Se calculează în mod continuu în timpul unei sesiuni de simulare starea curentă a robotului în funcție de anumite comenzi.

#### 4. Componentele unui simulator chirurgical

**Modulul geometric:** întocmirea listei cu elementele componente ale robotului; stabilirea parametrilor geometrici; stabilirea entităților care vor modela structura robotului; asocierea entităților și crearea unei baze de date cu entități.

**Modulul cinematic:** algoritmi pentru rezolvarea problemei cinematice directe; problema cinematică directă pentru viteze; problema cinematică directă pentru accelerații; algoritmi pentru rezolvarea problemei cinematice inverse; problema cinematică inversă; problema cinematică inversă pentru viteze și accelerații; algoritmi pentru generarea spațiului de lucru; algoritmi pentru identificarea singularităților; funcții de comandă pentru: calculul datelor de simulare; calculul coordonatelor tuturor punctelor aparținând structurii; evidențierea posibilelor singularități ale structurii robotului studiat;

verificarea încadrării deplasării motoarelor în cadrul spațiilor de mișcare maxime permise; verificarea încadrării mișcării cuplelor în limitele constructive impuse; verificarea situării punctelor în spațiul de lucru posibil al robotului; controlul respectării limitelor de viteză și accelerație cerute.

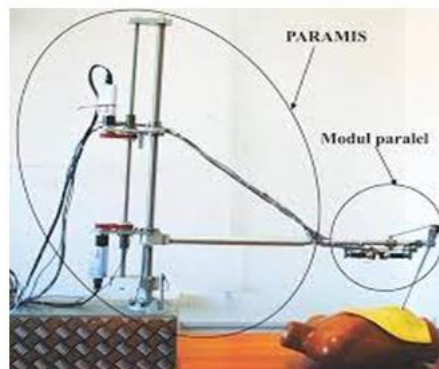


Fig. 5 Robotul Paramis

**Modulul dinamic:** rezolvarea problemei dinamice inverse; rezolvarea problemei dinamice directe.

**Modulul grafic:** sarcina principală a acestui modul este de a reprezenta grafic starea modelului robotului pe ecranul calculatorului. Acest modul conține funcții și structuri de date pentru: inițializarea și calculul transformărilor pentru ilustrarea modelului; reprezentarea grafică a modelului pe ecranul calculatorului; reprezentarea grafică a traiectoriei de mișcare; administrarea eficientă a meniurilor sistemului.



Fig. 6 Modelul experimental

**Modulul de interpretare al erorilor:** pentru asistarea programării s-a prevăzut un modul de semnalizare al erorilor. În cazul în care în timpul fazei de inițializare sau de simulare este înregistrată o eroare, utilizatorul este informat printr-un mesaj specific erorii. În fișierul erori.dat sunt sistematizate posibilele mesaje de eroare cu codul de eroare corespunzător. Sistemul de simulare este deschis și poate fi completat cu alte mesaje de eroare, dacă noi aplicații necesită acest lucru.

Robotul Paramis (Fig. 5) este un robot paralel cu 3 grade de libertate, care a fost dezvoltat în România (Fig. 6), utilizat pentru poziționarea camerei laparoscopice. Inputul permite utilizatorului de a controla o zonă mare de poziționare a laparoscopului folosind interfețe diferite precum: joystick; microfon; tastatura & mouse; dispozitiv haptic.

## 5. Modele de roboți chirurgicali - Sistemul chirurgical robotic Da Vinci

Robotul da Vinci Xi este un sistem computerizat interpus între chirurg și pacient care crește semnificativ contribuția medicului. Chirurgul - și nu "robotul" - efectuează operația și controlează complet sistemul robotic și procedura chirurgicală. Chirurgul face toate mișcările operatorii, dar cu tehnologie și instrumente care îi permit să vada mai bine, să controleze instrumentele intuitiv și să opereze dintr-o poziție ergonomică și confortabilă.



Sistemul chirurgical robotic Da Vinci Xi (Fig. 7) îi pune la dispoziție chirurgului un set avansat de instrumente (Fig. 8) pentru a efectua o intervenție minim invazivă asistată de robot. Nu „robotul” este cel care operează, ci medicul chirurg, folosindu-se de instrumentele avansate de care dispune sistemul da Vinci, pe care le conduce prin intermediul unei console.

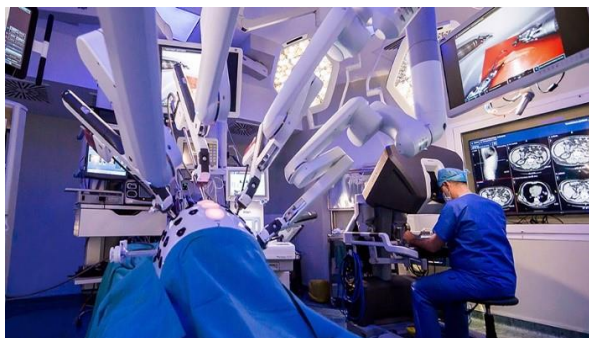


Fig. 7 Sistemul chirurgical robotic Da Vinci

Sistemul da Vinci traduce în timp real mișcările mâinii chirurgului, de la consolă, asupra instrumentelor cu care este operat pacientul. Sistemul robotic ofera o libertate de mișcare superioară mâinii umane, precum și o vedere tridimensională mult mărită, de înaltă definiție, a câmpului operator.

### **Dispozitivele haptice**

Compania Force Dimension dezvoltă dispozitive haptice adaptate mâinii umane. Datorită preciziei deosebite, sistemele produse de această companie se folosesc atât pentru operarea roboților industriali cât și a celor folosiți în medicină, permițând operatorului uman să comande cu ușurință și în siguranță sisteme complexe.



Fig. 8 Instrumentele avansate de care dispune sistemul Da Vinci

Dispozitivul Omega7 (Fig. 9) este unul dintre cele mai avansate din lume la ora actuală, fiind în primul rând extrem de versatil. End-effector-ul său acoperă întreaga arie de mișcare a mâinii umane și este compatibil cu o teleoperare bi-manuală.

Dispozitivul Omega7 poate fi folosit în domenii multiple, cum ar fi: robotică medicală și spațială; Micro și nano manipuloare; Consolă de teleoperație; Simulări virtuale; Sisteme de training și cercetare.

Aceste dispozitive au numeroase avantaje, cum ar fi: distrugerea țesuturilor sănătoase este minimă; durata de spitalizare redusă; impactul psihologic al procedurii asupra pacientului este scăzut semnificativ; datorită sistemului robotic precizia intervenției este sub o sutime de milimetru; riscul unor tăieturi greșite (secționare de vase, atingerea unor nervi etc.) este minim; riscul infecțiilor intraoperatorii este minim; se pot realiza intervenții imposibile pe cale clasică.

## 6. Concluzii

Utilizarea inițială a roboților în chirurgie a început la sfârșitul anilor '80 când un robot industrial a fost utilizat pentru a susține instrumentele pentru biopsie stereotactică în neurochirurgie. Tot la sfârșitul anilor '80 IBM a construit primul robot utilizat în practica clinică, numit „Robo-doc”. Prima utilizare a unui robot în chirurgia umană a fost pentru o rezecție transuretrală a prostatei. În 1993 Computer Motion, Inc., a introdus un braț controlat prin voce, AESOPTM (Automated Endoscopic System for Optimal Positioning), utilizat pentru susținerea instrumentelor, a opticii în chirurgia laparoscopică. Varianta sa, AESOPTM 2000 este primul robot controlat prin voce umană aprobat de Food and Drug Administration din Statele Unite. În 1998 Reichenspurner a introdus în practică, în Germania, Sistemul Robotic Microchirurgical ZEUS. Astăzi, cel mai complex și mai eficient robot aflat în uz este sistemul da Vinci.



Fig. 9 Dispozitivul haptic Omega7

În primul rând, un robot poate îndeplini, de obicei, lucruri cu o mult mai mare precizie decât omul. Aceasta furnizează o primă motivație în utilizarea sistemelor CAD/CAM. Roboții pot fi utilizați cu succes în cazul în care pacientul a fost radiat (de exemplu cu radiații X), nepunându-se astfel în pericol sănătatea echipei medicale.

Sistemele robotice chirurgicale sunt utilizate astăzi pentru aplicarea procedurilor invazive în tratamentul chirurgical al bolilor în domenii ca: neurochirurgie, cardiologie, toracică, ortopedie, urologie, ginecologie, chirurgie generală. În timp ce chirurgia cardiacă și cea urologică au luat avânt, chirurgia generală este încă la început. Doar câteva operații sunt făcute în zilele noastre utilizând roboți în domeniul chirurgiei generale.

## 7. Bibliografie

- [1]. [ROB\\_MED\\_C1\\_Pisla\(1\).pdf](#)
- [2]. [ROB\\_MED\\_C2\\_Pisla\\_Inov\\_Chirurgie\(1\).pdf](#)
- [3]. [ROB\\_MED\\_C3\\_Pisla\\_PARAMIS\(1\).pdf](#)
- [4]. [ROB\\_MED\\_C5\\_Pisla\\_Comanda\\_Roboti\\_medicali\(1\).pdf](#)
- [5]. <https://www.reginamaria.ro/ponderas/centru-de-chirurgie-robotica/ce-este>
- [6]. <https://smartliving.ro/roboti-medicali-extensie-a-chirurgului/>
- [7]. <https://docplayer.ro/190249423-Prof-dr-ing-doina-pisla.html>
- [8]. <https://www.sanador.ro/studiu-de-caz-chirurgie-robotica>
- [9]. <https://biblioteca.regielive.ro/referate/medicina/roboti-chirurgicali-101304.html>

## MODELING AND SIMULATION OF A MULTIFUNCTIONAL RECOVERY SYSTEM

TODERIȚĂ Andra Petronela

Facultatea: Facultatea de Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Modelarea și Simularea Sistemelor  
Mecanice Mobile, Anul de studii: II, e-mail: [toderita.petronela@yahoo.com](mailto:toderita.petronela@yahoo.com)

Conducător științific: Șl. dr.ing. **Liviu UNGUREANU**

*ABSTRACT: I initially started from a single device for developing muscles, legs and chest that improves the upper and lower muscles of the body improves cardio-pulmonary function and coordination function. During the research I realized that it would be good to have such a device at home and then I designed a device that has even more functions: works the abdominal muscles; flat back muscle; improves the strength of the upper limbs, giving them firmness; improves the upper and lower muscles of the body.*

*CUVINTE CHEIE: modelare și simulare, aparat multifuncțional, CAD.*

### 1. Introducere

Cunoaștem cu toții importanța covârșitoare a sportului și mișcării pentru a avea o viață sănătoasă și o condiție fizică satisfăcătoare.

Majoritatea sistemelor, din diferite ramuri ale științei (fizică, chimie, inginerie, economie, sociologie, mediu etc.), prezintă un grad mare de complexitate, fiind descrise de un număr mare de variabile și fiind caracterizate de interacțiuni complexe. În numeroase situații, încercările sau măsurătorile directe asupra fenomenelor specifice sistemelor complexe, sunt anevoioase sau chiar imposibile. Cauzele sunt din cele mai diverse, cum ar fi:

este prea periculos, prea scump, prea lent, prea rapid, prea complicat, nu se pot realiza condițiile reale pentru studiu, influența mediului este prea puternică, nu există mijloacele tehnice necesare, există restricții legate de etica profesională, experimentul trebuie repetat de foarte multe ori, obiectul studiat există doar într-un singur exemplar.

În general, modelul trebuie să reflecte proprietățile principale ale fenomenului sau obiectului, comportarea acestuia, într-o formă simplificată.

Un model „perfect”, care să oglindească absolut toate caracteristicile obiectului studiat, poate fi foarte complicat, sau chiar imposibil de elaborat. Din acest motiv, se folosesc modele simplificate, care reproduc doar anumite aspecte ale realității. Acestea se obțin prin considerarea anumitor ipoteze simplificate, care însă nu trebuie să afecteze veridicitatea modelului și a concluziilor studiului. În acest fel, în locul sistemelor, fenomenelor și obiectelor reale, se analizează un model, mai mult sau mai puțin asemănător cu cel real, comportarea acestuia furnizând informații și concluzii asupra funcționării întregului sistem real.

Principalele caracteristici pe care trebuie să le reunească un model matematic sunt:

- acceptabil
- aplicabil
- utilizabil

Modelele pot fi clasificate după mai multe criterii:

- după scopul utilizării modelului:
  - de descriere;
  - de prezentare;
  - de analiză;
  - de prognoză.

- după tipul modelului:
  - de construcție;
  - de funcționare;
  - formal, în funcție de valorile pe care le iau mărimile (variabilele) de stare: cu stări variabile discrete, continuu, mixte.
- în funcție de dependența în timp a variabilelor:
  - dinamice, dependente de timp;
  - statice.
- în funcție de caracterul dependențelor variabilelor:
  - deterministic, în care variabilele de intrare și starea inițială determină în mod univoc variabilele de ieșire;
  - stochastic, în care variabilele de intrare și starea inițială.
- în funcție de previzionarea evoluției:
  - previzibil;
  - imprevizibil.

## 2. Asamblarea “aparaturii multifuncțional”

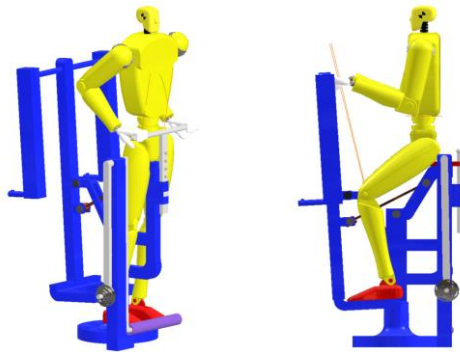


Fig. 1. Model CAD

Pentru asamblarea elementelor componente ale aparatului multifuncțional se parcurg următorii pași: se deschide software-ul specializat Autodesk Inventor Professional, se alege *NEW*, se deschide o fereastră *Assembly* și alegem *standard mm*.

### Realizarea asamblării

**Prima etapă: PLACE** alegem elementul principal (fig. 2.1.), dăm click dreapta pe element și alegem *Grounded* pentru fixare.



Fig. 2.1. Fixare element

**Etapa 2: PLACE** alegem elementul 2 – *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.2.), pe urmă – *Constrain-Mate*, între cele două suprafețe *Apply* (fig. 2.3.) - *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.4.).

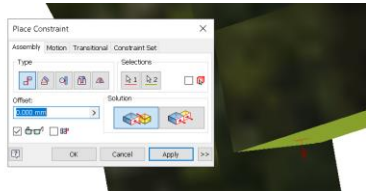


Fig. 2.2. Constrain - Mate

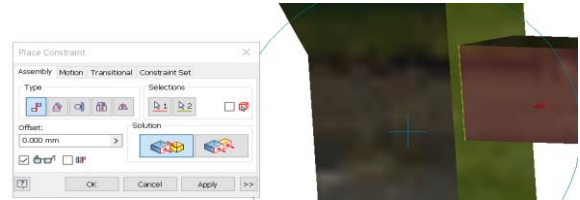


Fig. 2.3. Constrain - Mate

În final se va vedea ca în fig. 2.4.

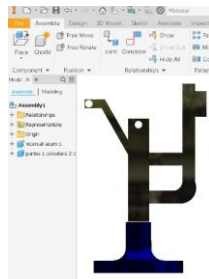


Fig. 2.4. Ansamblu “constraints”

**Etapa 3: PLACE** alegem elementul 3 (fig. 2.5.) *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.6.), pe urmă – *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.7.).

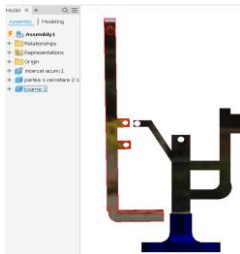


Fig. 2.5. Constrain - Mate



Fig. 2.6. Constrain - Mate

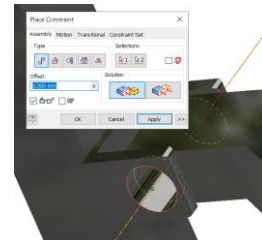


Fig. 2.7. Constrain - Mate

**Etapa 4: PLACE** alegem elementul 4 (fig. 2.8.) *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* la *offset* trecem 5 (fig. 2.9.), – *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.10.), – *Constrain-Angle 90 deg* (fig. 2.11.).

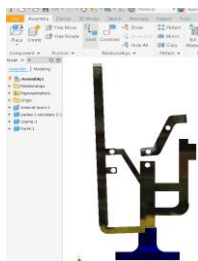


Fig. 2.8. Constrain - Mate



Fig. 2.9. Constrain - Mate

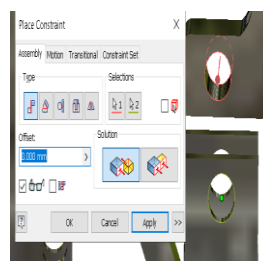


Fig. 2.10. Constrain - Mate

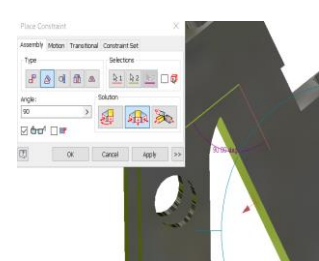


Fig. 2.11. Constrain - Mate

**Etapa 5: PLACE** alegem elementul 5 (fig. 2.12.) *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.13.).

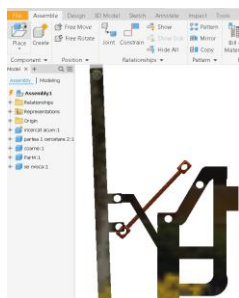


Fig. 2.12. Constrain - Mate

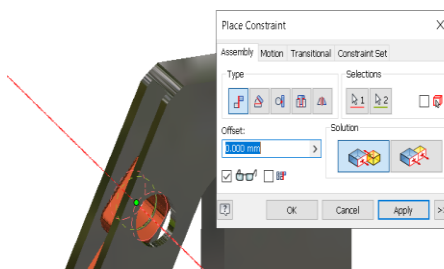


Fig. 2.13. Constrain - Mate

*Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.14.), *Constrain-Mate*, între cele 2 suprafețe *Apply* la *offset* trecem 2 (fig. 2.15.).

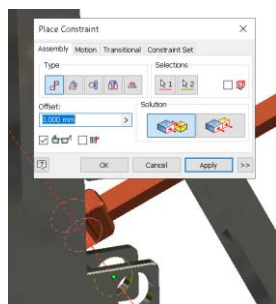


Fig. 2.14. Constrain - Mate



Fig. 2.15. Constrain - Mate

**Etapa 6: PLACE** alegem elementul 6 (fig. 2.16.) *Insert-Opposed*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.17.).

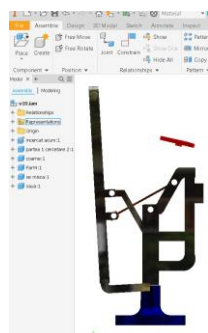


Fig. 2.16. Insert-Opposed



Fig. 2.17. Insert-Opposed

**Etapa 7: PLACE** alegem elementul 7 (fig. 2.18.) *Insert-Aligned*, între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.19.).

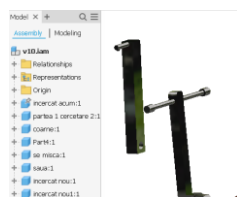


Fig. 2.18. Insert-Aligned



Fig. 2.19. Insert-Aligned

**Etapa 8: PLACE** alegem elementul 8 (fig. 2.20.), *Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.21.), *Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.22.), *Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.23.).

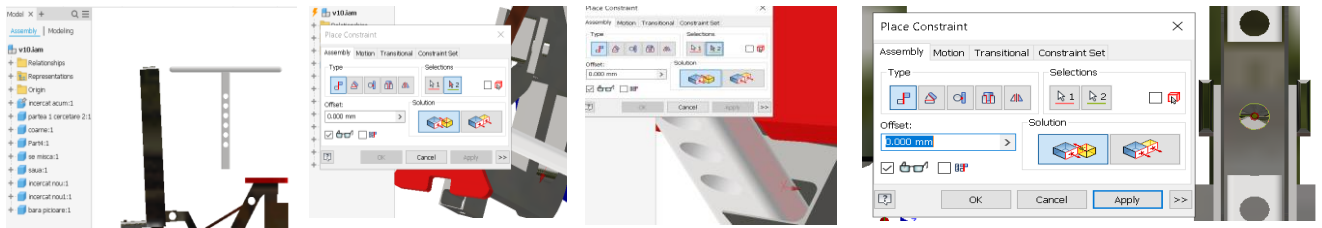


Fig. 2.20. Mate

Fig. 2.21. Mate

Fig. 2.2. Mate

Fig. 2.23. Mate

**Etapa 9: PLACE** alegem elementul 9 (fig. 2.24.), *Mate-Flush* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.25.), *Mate-Flush* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.26.), *Mate-Flush* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.27.).

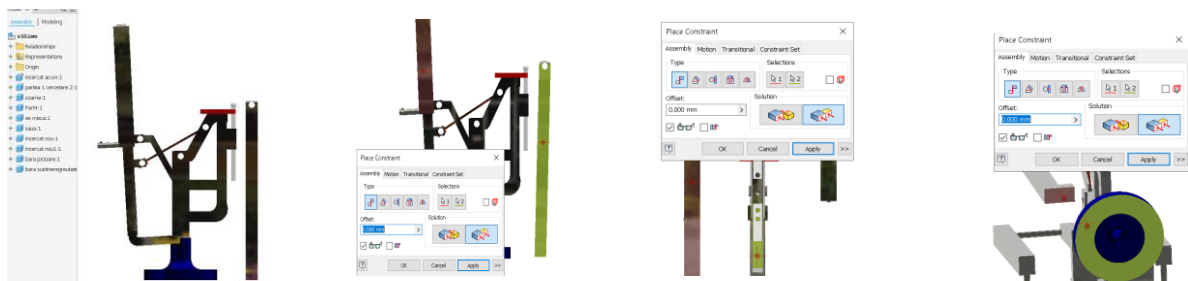


Fig. 2.4. Mate Flush

Fig. 2.25. Mate Flush

Fig. 2.26. Mate Flush

Fig. 2.27. Mate Flush

**Etapa 10: PLACE** alegem elementul 10 (fig. 2.28.), *Insert-Aligned -Offset* 19 între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.29.).

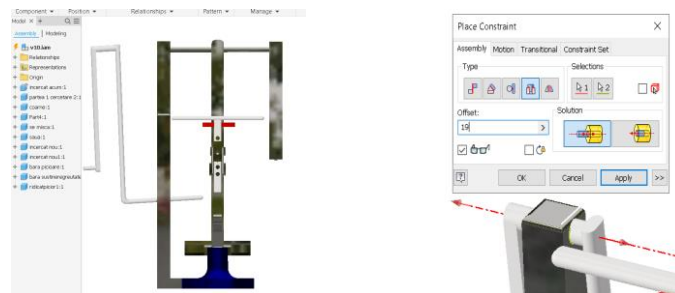


Fig. 2.28. Insert-Aligned

Fig. 2.29. Insert-Aligned

**Etapa 11: PLACE** alegem elementele 11, 12, 13 (fig. 2.30.), *Insert-Aligned* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.31.).

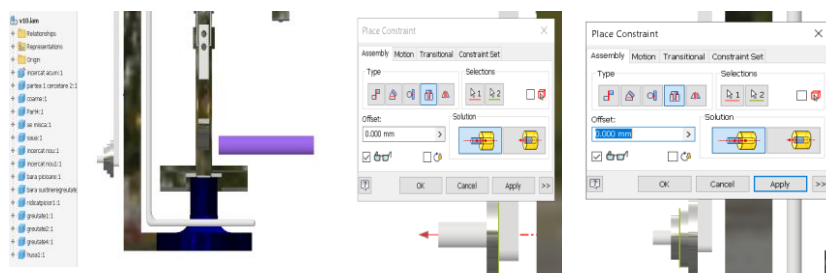


Fig. 2.30. Insert-Aligned

Fig. 2.31. Insert-Aligned

**Etapa 12: PLACE** alegem elementul (fig. 2.32.), *Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.33.).

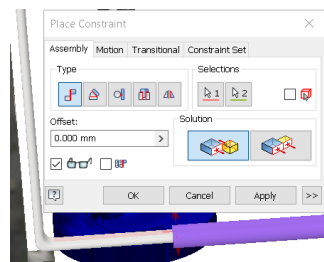


Fig. 2.32. Constrain - Mate      Fig. 2.33. Constrain - Mate

- *Mate-Opposed* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.34.), *Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.35.).

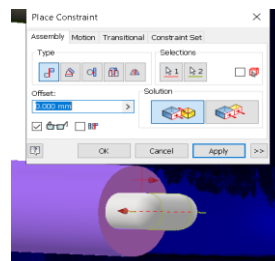
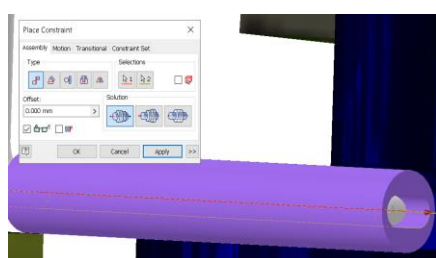


Fig. 2.34. Mate-Opposed      Fig. 2.35. Mate-Opposed

- *Angle 90 - Undirected Angle* – *Apply* (fig. 2.36.).

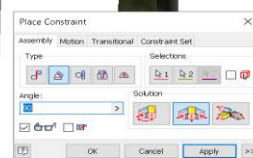


Fig. 2.36. Undirected Angle

**Etapa 13: PLACE** alegem elementul (fig. 2.37.), la arc trebuie dat click dreapta, apoi dat pe *Adaptive*. Alegem *Place Constraint-Mate* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.38.).

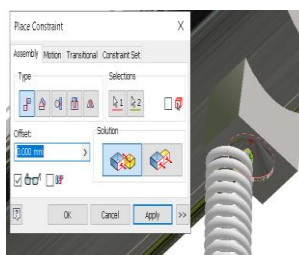
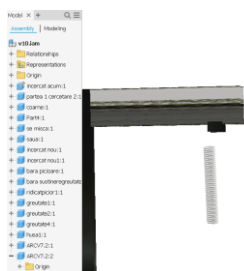


Fig. 2.37. Mate-Opposed      Fig. 2.38. Mate-Opposed



**Etapa 13: PLACE** alegem elementul (fig. 2.39.), *Mate-Flush-50* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.40.), *Mate-Flush* între cele 2 suprafețe *Apply* (fig. 2.41.).

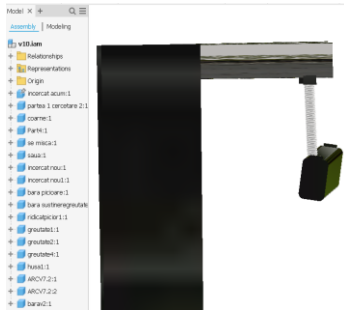


Fig. 2.39. Mate Flush

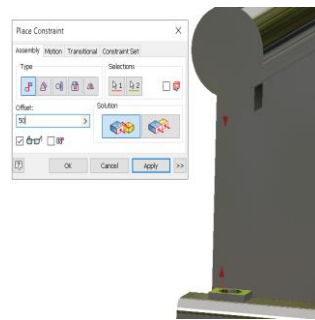


Fig. 2.40. Mate Flush



Fig. 2.41. Mate Flush

### 3. Simularea “aparaturii multifuncțional”

Aparatul are mai multe funcționalități:

#### 3.1. Lucrarea mușchilor de la mâini și picioare

Se dă click pe *Environments- Inventor Studio*, Click pe *Camera*, *Constraints-Angle 90* (fig. 3.1.).

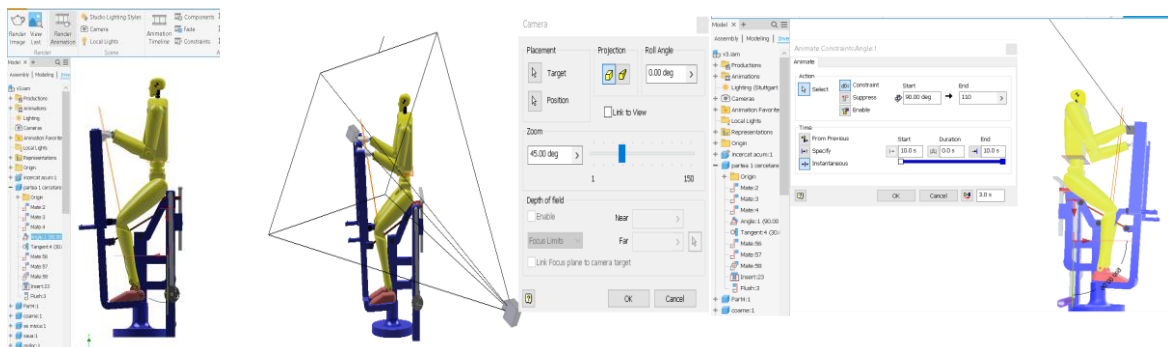


Fig. 3.1. Stabilirea parametrilor pentru simulare

#### 3.2 Lucrarea mușchilor de la mâini

Se dă click pe *Environments- Inventor Studio*, *Constraints-Angle 50* (fig 3.2)

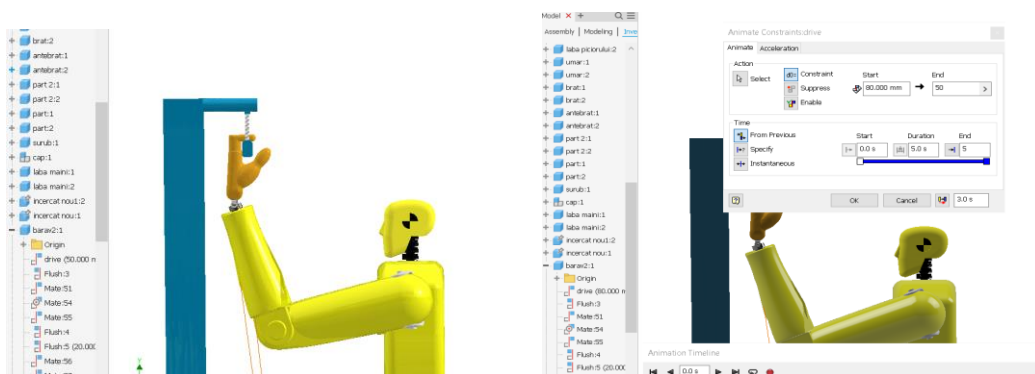


Fig. 3.2. Simularea funcționării membrilor superioare

### 3.3. Lucrarea mușchilor de la picioare

Se dă click pe *Environments- Inventor Studio* (fig. 2.50.), *Constraints-Angle 90-10* (fig. 2.51.).

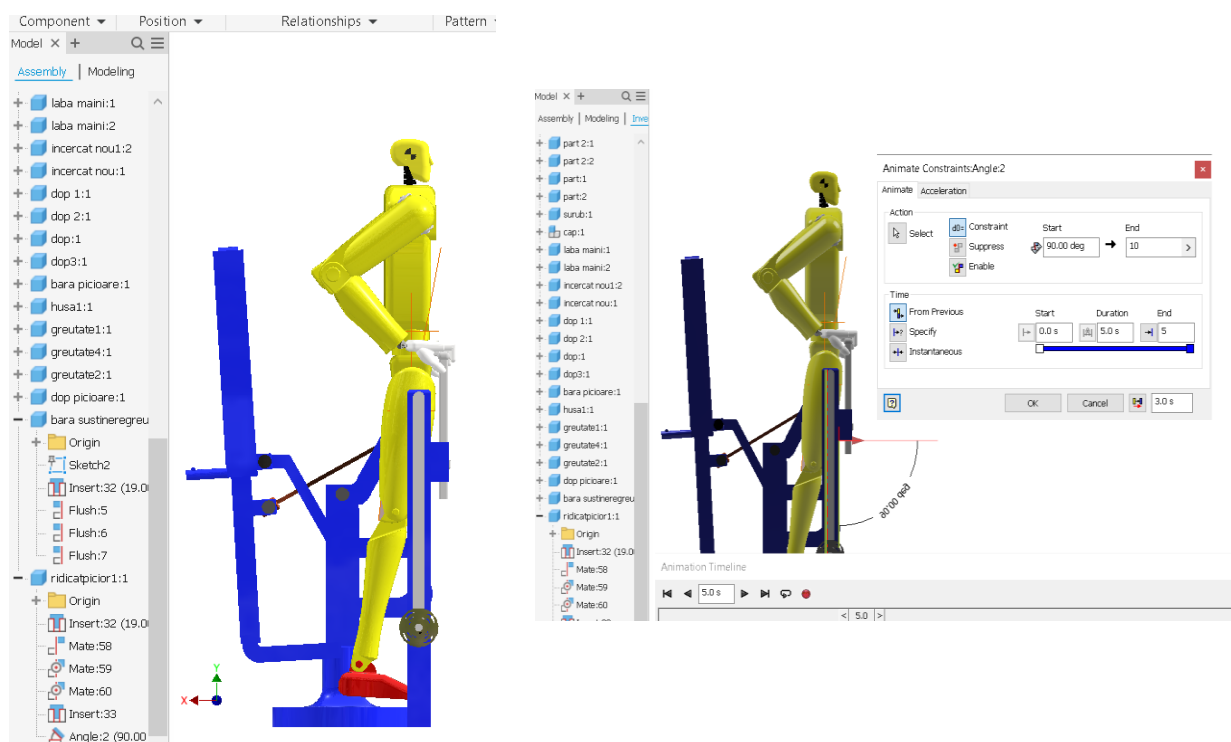


Fig. 3.3 Simularea funcționării membrilor inferioare și a abdomenului

## 4. Concluzii

De la un simplu aparat am ajuns la unul multifuncțional. Acesta lucrează mușchii abdominali, mușchiul plat de la spate, îmbunătățește puterea membrilor superioare, oferindu-le fermitate, îmbunătățește mușchii superiori și inferiori ai corpului.

În această cercetare am ansamblat elemente noi și am simulat.

## 5. Bibliografie

- [1]. [http://www.fastgrup.ro/ro/indrumar\\_Inventor\\_Ed2](http://www.fastgrup.ro/ro/indrumar_Inventor_Ed2)
- [2]. <https://omactiv.md/ro/be-strong/instruksiya-po-primeneniyu-zheltye-tren?fbclid=IwAR07ZQcPpN2Dnd5TSAajTa5vP5VnuyVnsRfQif8SIUyJiwiocTue5fYvXV4>
- [3]. <https://www.urban-market.ro/preturi/aparat-fitness-ski-model-af103>
- [4]. <https://www.vivertine.ro/blog/sportul-si-beneficiile-sale/>
- [5]. "Ghid de sănătate pentru oase, mușchi și articulații. Un plan pe termen lung pentru a va menține suplu și activ", Reader's Digest.
- [6]. <https://sites.google.com/site/profesoruldebiologie/corpul-uman/scheletul>
- [7]. <https://www.calivita-tanase.ro/afectiuni-articulare-degenerative/>
- [8]. <https://www.alphega-farmacie.ro/conditie-fizica/oasele-si-articuliatiile-schela-corpului-nostru-114/>
- [9]. <https://www.alphega-farmacie.ro/conditie-fizica/oasele-si-articuliatiile-schela-corpului-nostru-114/>

## 3D MODELING AND PRINTING OF A ROBOTIC ARM

MEILESCU Mihai

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Consultanță în Proiectarea Sistemelor Mecanice, Anul de studii: II, e-mail: [mihai.meilescu@yahoo.ro](mailto:mihai.meilescu@yahoo.ro)

Conducător științific: Șl. dr. ing. **Ileana DUGĂEȘESCU**

*REZUMAT: The theme chosen for the project has as main purpose the modeling of the component parts of a robotic arm using additive manufacturing methods, such as 3D printing, which can then be used in several fields of activity such as production, research and even in the field of medicine. The first part of the project consists in modeling the component parts of the robotic arm and preparing them for the 3D printing process. The second part of the project is represented by the actual printing of the components of the robotic arm. The printer chosen is one for with a printing area of 220x220x250 mm. It is equipped with a printing tip with a diameter of 0.2 mm that can be heated up to 255°C, the maximum temperature of the printing bed being 110°C. The material chosen is PLA with a diameter of 1.75 mm. It can be found in different patterns and colors, and the temperature of the print tip should be approximately between 180°C and 220°C.*

*CUVINTE CHEIE: printare 3D, braț robotic, modelare.*

### 1. Introducere

Acest capitol este încadrat în domeniul ingineriei industriale și roboticii întrucât pe parcursul acestui proiect s-au studiat mai multe modalități de realizare a unui braț robotic complet funcțional, care poate realiza operațiuni de o precizie ridicată, necesare în domeniul industriei automobilelor, poate lucra în medii ostile pentru corpul uman, necesare, spre exemplu, în domeniul medicinei și poate opera ore întregi fără să fie nevoie de intervenția unui operator uman.

Pe de o parte, introducerea roboților în activitățile de producție poate duce la scăderea numărului de angajați necesari pentru realizarea operațiunilor specifice acestui domeniu, lucru care, în timp, va duce la creșterea ratei șomajului în rândul persoanelor fără studii superioare și astfel, poate afecta economia unei țări. Un studiu realizat în anul 2016 de către Erica Orange (vicepreședinte executiv al *The future hunters*) și Jared Weiner (vicepreședinte al *The future hunters*) susține că, în următorul deceniu, până la 44% din locurile de muncă actuale ar putea fi automatizate.

Pe de altă parte, introducerea roboților și automatizărilor în industrie vine și cu câteva avantaje notabile cum ar fi: siguranța (roboții pot opera la temperaturi ridicate sau cu obiecte ascuțite fără a exista risc de accidentare), consecvența (nu au atenția împărțită în mai multe operații), dar și crearea unor noi locuri de muncă (roboții au nevoie de supraveghere umană, dar și de lucrări de mentenanță și calibrare).

### 2. Stadiul actual

În zilele noastre metodele de fabricație aditivă devin din ce în ce mai populare în tot mai multe industrii. Prin definiție, fabricația aditivă (eng. *additive manufacturing*) reprezintă procesul industrial de imprimare 3D, controlat de un computer, care creează obiecte tridimensionale prin depunerea de material, de obicei, în straturi. Fabricația aditivă permite crearea de piese personalizate cu geometrii complexe și puține pierderi.

Ideal pentru prototiparea rapidă, procesul digital implică modificări rapide de proiectare realizate în timpul procesului de fabricație. Lipsa deșeurilor materiale asigură reducerea costurilor pentru piese cu valoare ridicată. În plus, piesele care au necesitat anterior asamblarea din mai multe subansamble pot fi fabricate ca un singur obiect ceea ce poate oferi rezistență și durabilitate îmbunătățite. Fabricarea aditivă

poate fi folosită și pentru producția obiectelor unice sau a pieselor de schimb în cazul în care piesele originale nu mai sunt produse.

În prezent, pe piață există mai multe modele de brațe robotice utilizate în diverse domenii, dar prețul acestora este foarte ridicat și din acest motiv acestea sunt inaccesibile publicului larg. Scopul lucrării este de a realiza un braț robotic cu un cost de producție semnificativ mai mic decât ceea ce se găsește în acest moment pe piață. Datorită prețului scăzut, acest model de braț robotic poate fi utilizat și în școli, licee sau chiar facultăți pentru a introduce elevii în domeniile modelării și printării 3D, dar și electronicii și programării.

Pentru modelarea elementelor componente a fost folosit un program software dedicat. În procesul de modelare 3D s-a ținut cont de geometria dorită pentru brațul robot, de dimensiunile de gabarit ale acestuia, dar și de amplasarea și dimensiunile motoarelor care vor putea fi așezate pentru a pune în funcțiune brațul. Totodată, au fost realizate și structuri și elemente care să ajute la rigidizarea ansamblului.

**Tabel 1. Elementele componente**

Nume	Cantitate	≈Timp printare (h:mm)	Greutate (g)
Rotiță 1 (Fig. 1)	1	0:21	2
Rotiță 2 (Fig. 2)	1	0:21	2
Bază Gripper (Fig. 3)	1	1:31	10
Gripper (Fig. 4)	2	0:55	7
Legătură (Fig. 5)	4	0:15	2
Braț 3 (Fig. 7)	1	4:47	37
Braț 2 (Fig. 8)	1	5:57	39
Braț 1 (Fig. 9)	1	1:29	10
Talie (Fig. 10)	1	5:23	42
Bază (Fig. 11)	1	9:04	65
<b>TOTAL</b>	<b>14</b>	<b>≈30:00</b>	<b>216</b>

În tabelul de mai sus se poate observa durata de printare pentru elementele componente ale brațului robotic, dar și greutatea acestora exprimată în grame. Elementele care sunt în număr mai mare de unu au fost printate în același timp, iar timpul de printare și greutatea reprezintă totalul pentru două elemente (gripper), respectiv patru elemente (legătură).

Forma finală a elementelor componente, dar și a ansamblului se poate observa în figurile de mai jos.

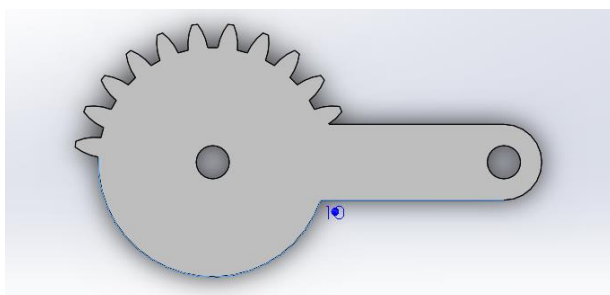


Fig. 1. Rotiță unu

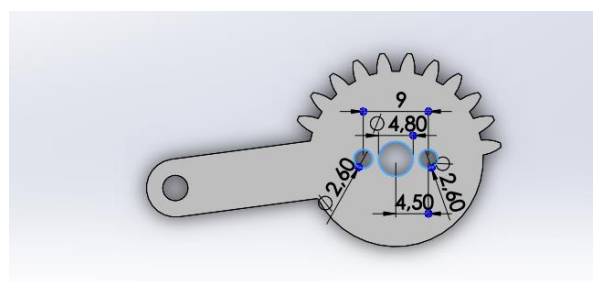


Fig. 2. Rotiță doi

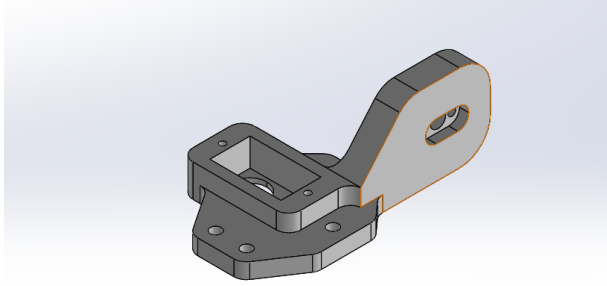


Fig. 3. Bază gripper

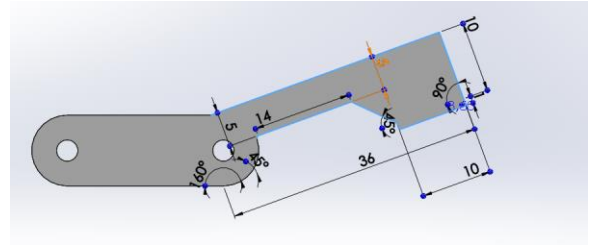


Fig. 4. Gripper



Fig. 5. Legătură

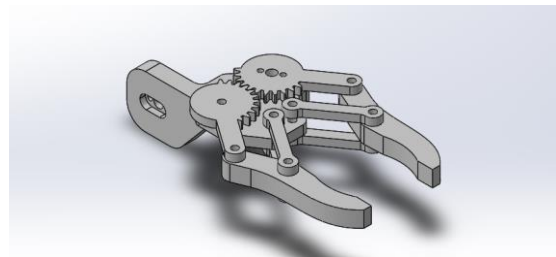


Fig. 6. Ansamblu gripper

În figurile de mai sus sunt prezentate elementele componente ale ansamblului de tip gripper. Pentru realizarea sketch-urilor acestor modele 3D au fost folosite comenzi precum *Circle*, *Line*, *Corner Rectangle* și *Sketch Fillet*. După finalizarea conturului au fost utilizate comenzi care dau volumul acestora, dintre care putem aminti: *Extruded Boss/Base*, *Extruded Cut* sau *Fillet*.

Pentru asamblarea elementelor componente a fost folosit modulul *Assembly*, unde au fost inserate piesele modelate în prealabil și constrânse utilizând comenzi specifice modulului de asamblare (ex. *Mate*, *Fix*). Pentru asamblarea cu succes a elementelor componente, primul pas este reprezentat de alegerea unui element principal care va fi fixat într-o poziție oarecare, în cazul de față, elementul principal a fost reprezentat de baza gripper-ului (Fig. 3). După fixarea elementului principal sunt aduse pe rând în ansamblu celelalte elemente componente. Cele două roțițe (Fig. 1 și Fig. 2) au fost așezate folosind o constrângere de concentricitate între găurile lor centrale și găurile corespondente de pe baza gripper-ului și constrângeri de coincidență (cu distanță de 2,5mm) între fețele lor inferioare și fața superioară a bazei. Pasul următor a fost inserarea celor patru elemente de legătură (Fig. 5). Acestea au fost constrânse într-un mod asemănător cu cele două roțițe, concentricitate între găuri și coincidență la distanță de 2,5mm față de bază. Pentru inserarea gripper-ului au fost utilizate constrângeri de concentricitate între găuri și de coincidență cu elementele de legătură.

Ansamblul a fost apoi verificat dacă se poate realiza și dacă îndeplinește scopul pentru care a fost creat.

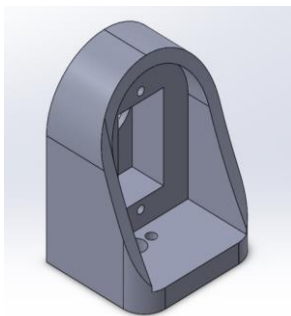


Fig. 7. Braț 3

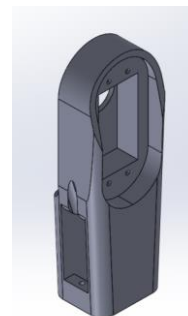


Fig. 8. Braț 2



Fig. 9. Braț 1

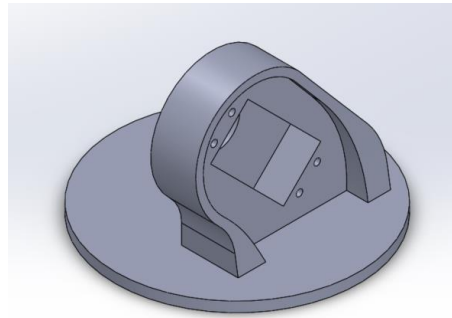


Fig. 10. Talie

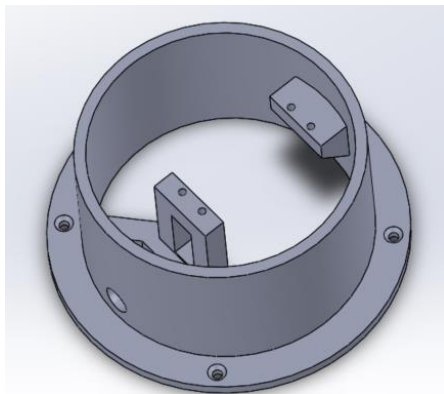


Fig. 11. Bază

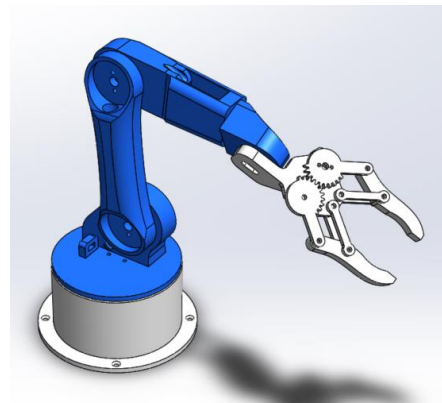


Fig. 12. Ansamblul braț robotic

Spre deosebire de modelarea pieselor pentru mecanismul de tip gripper, la modelarea componentelor brațului au trebuit luate în considerare și alte caracteristici cum ar fi: greutatea sistemului, rigiditatea și modul de asamblare și conectare a motoarelor care vor pune în mișcare brațul robotic pe viitor. După modelarea acestor componente, brațul a fost asamblat folosind același modul ca în prima parte (*Assembly*) și verificat dacă se poate asambla. Pentru asamblarea elementelor componente ale brațului s-a procedat într-un mod similar primei părți. Elementul de bază a fost reprezentat de baza ansamblului (Fig. 11), care a fost fixat. Pentru asamblarea taliei (Fig. 10) au fost folosite constrângeri de concentricitate între gaura centrală a taliei și bază, dar și constrângeri de coincidență între fața inferioară a taliei și muchia superioară a bazei. Pentru asamblarea primului braț (Fig. 9) au fost utilizate comenzile de concentricitate și coincidență între gaura centrală inferioară a brațului și gaura taliei, respectiv între suprafața posterioară a brațului și suprafața frontală a taliei. Brațul doi trebuie așezat în continuarea brațului unu, de aceea au fost folosite aceleași comenzi de concentricitate și coincidență între găurile corespundente, respectiv suprafețele corespundente. Brațul trei este conectat de brațul doi folosind aceleași constrângeri. După asamblarea elementelor brațului, în ansamblu a fost introdus și subansamblul gripper care a fost constrâns utilizând comenzile de concentricitate și coincidență.

După finalizarea modelării și verificării pieselor acestea au fost introduse, în format .stl, într-un program software dedicat cu ajutorul căruia au fost selectați parametrii optimi de printare pentru fiecare piesă în parte. Pentru majoritatea pieselor parametrii de printare au fost:

- Temperatura de printare: 200°C;
- Temperatura mesei : 50°C;
- Umplutură: 20%;
- Înălțimea stratului: 0,16/0,2 mm.

În figurile de mai jos se pot observa elementele componente ale brațului robotic la finalul procesului de printare 3D.

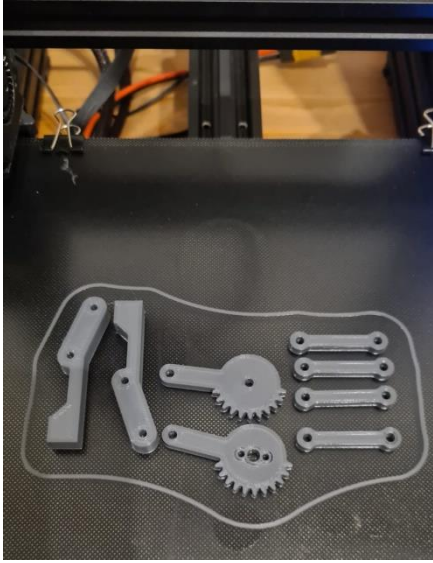


Fig. 13. Componente gripper

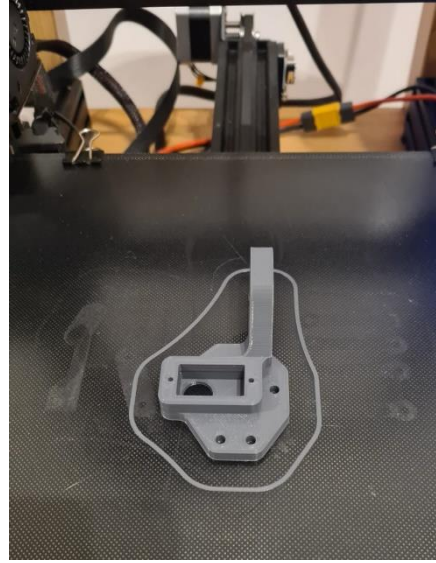


Fig. 14. Bază gripper



Fig. 15. Braț 3



Fig. 16. Braț 2



Fig. 17. Braț 1

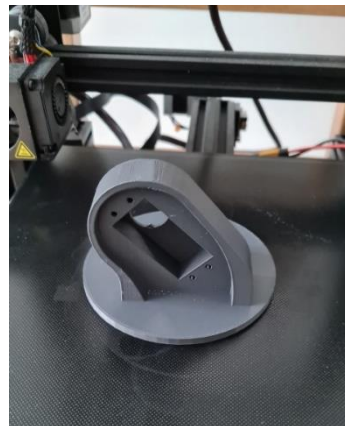


Fig. 18. Talie

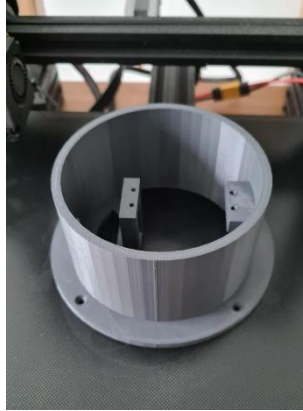


Fig. 19. Bază

### 3. Concluzii

În concluzie, putem afirma faptul că domeniul brațelor robotice este în continuă expansiune, iar acest lucru duce la găsirea unor metode noi și inovative de realizare a acestora cum ar fi printarea 3D. Ansamblul prezentat anterior poate realiza activități și sarcini la fel de bine ca orice braț robotic de dimensiuni și caracteristici asemănătoare aflat în momentul de față pe piață și la un preț mult mai scăzut.

### 4. Bibliografie

- [1]. Maican, E. (2006), *Solidworks - modelare 3D pentru ingineri*, Editura Printech, București.
- [2]. Tutorial Books (2018), *Solidworks 2018 Learn by Doing: Part, Assembly, Drawings, Sheet Metal, Surface Design, Mold Tools, Weldments, Dimxpert, and Rendering*, Createspace Independent Publishing Platform.
- [3]. Bernier, S. N. (2015), *Design for 3D Printing: Scanning, Creating, Editing, Remixing, and Making in Three Dimensions*, Maker Media, Inc.
- [4]. „Ce este fabricația aditivă”, <https://www.twi-global.com/locations/romania/ce-facem/intrebari-frecvente-faq/ce-este-fabricatia-aditiva-additive-manufacturing>, accesat la 15.01.2020.
- [5]. „Ender 3 Pro 3D Printer”, <https://www.creality3dofficial.com/products/creality-ender-3-pro-3d-printer>, accesat la 21.01.2021.
- [6]. „PLA”, <https://www.filamente3d.ro/pla>, accesat la 11.02.2020.
- [7]. „PLA”, <https://www.simplify3d.com/support/materials-guide/pla/>, accesat la 18.02.2020.
- [8]. „SolidWorks”, <https://en.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>, accesat la 10.01.2020.
- [9]. „Ultimaker Software”, <https://ultimaker.com/software>, accesat la 10.01.2020.
- [10]. „3D CAD”, <https://www.solidworks.com/category/3d-cad>, accesat la 10.01.2021.
- [11]. „4% dintre locurile de muncă ar putea fi automatizate, în următorii 10 ani”, <https://financiarul.ro/2016/01/07/44-dintre-locurile-de-munca-ar-putea-fi-automatizate-in-urmatorii-10-ani/>, accesat la 15.02.2020.



# MODELING, SIMULATION AND REALIZATION OF A MECHANICAL SYSTEM FOR MOVING ON SNOW

CIOBANU Alexandru Costin

Facultatea: Inginerie Mecanică și Mecatronică, Specializarea: Mecanică de precizie pentru sisteme mecatronice,  
Anul de studii: II Master, e-mail: [ciobanualexandrucostin@yahoo.com](mailto:ciobanualexandrucostin@yahoo.com)

Conducător științific: Șl.dr.ing. **Liviu Marian UNGUREANU**

*ABSTRACT: Over time, humanity has tried to improve their standard of living by implementing innovative solutions, preferably autonomous. In the last century, the robotization of processes, both industrial and common, has taken on a large scale due to technological progress in the field of electronics. There are more and more common mechatronic systems that perform multiple functions at the same time meant to make our lives easier.*

*This is also the purpose of this project, namely the introduction of a robot capable of moving on rough terrain with the help of an adaptive wheel system. By rugged terrain, in this project, we mean a snow-covered terrain that has properties: it is slippery, and the snow layer prevents the determination of the distance between the robot and the solid ground.*

*CUVINTE CHEIE: sistem adaptiv, mecanism cu lanț, roată adaptivă.*

## 1. Introducere

Acest robot aduce un beneficiu major zonei de cercetare care necesită asemenea sisteme capabile să facă față oricăror condiții de mediu. Robotul va fi capabil să se deplaseze pe diferite tipuri de teren cum ar fi: teren nisipos, teren cu zăpadă, teren noroios, teren acoperit cu polei etc. Acesta va fi capabil să ocolească obstacolele și va fi controlabil de la distanță prin intermediul unui modul bluetooth.

Sistemul mecatronic prezentat în proiect este doar la stadiul de prototip pentru a se stabili fiabilitatea, robustețea și eficacitatea sa. Sistemul adaptiv de roți poate fi preluat ulterior în mod independent și folosit pentru a modifica sistemul actual de deplasare al roților de la autoturismele rutiere și nu numai. Această schimbare ar aduce o serie destul de mare de avantaje și anume:

- sistem antiderapant controlat de către șofer;
- excluderea timpului pierdut de montare/demontare a sistemului antiderapant;
- menținerea confortului șoferului în timpul deplasării pe carosabil;
- excluderea necesității de cunoștințe tehnice și a dificultăților ce pot apărea la montaj;
- menținerea unui gabarit redus al sistemului (se modifică doar suprafața exterioară a roții);
- capacitatea de a se deplasa pe mai multe tipuri de teren nu doar pe zăpadă sau gheață;

Pentru a stabili cu exactitate cât de eficientă este soluția propusă, se va face un studiu de caz al sistemelor antiderapante deja existente și se vor sintetiza avantajele și dezavantajele acestora pentru a crea un sistem care să îndeplinească toate cerințele existente pe piață.

## 2. Stadiul actual

Sistemul mecatronic propus în acest proiect are ca scop deplasarea unui robot pe un teren cu un coeficient de frecare redus (pe gheață) sau pe terenuri dificile (nisip, zăpadă etc.). Pentru a realiza acest scop, mai întâi s-a făcut un studiu de caz pentru a vedea modele constructive de roboți capabili să se deplaseze în astfel de medii și care sunt soluțiile mecanice ce s-au adoptat.

În prezent sunt disponibile mai multe metode pentru a reduce derapajul autovehiculelor. Unele dintre aceste metode sunt manuale, precum lanțurile de anvelope, benzile de plastic pentru anvelope, etc.

sau automate cum ar fi mecanismul cu lanțuri acționat cu un motor electric. În continuare sunt prezentate câteva modele de mecanisme care împiedică derapajul.

## 2.1 Lanțurile de anvelope neconvenționale

Această soluție constructivă aduce o eficientizare substanțială în cazul lanțurilor de anvelope clasice. Obiectivul acestora este acela de a asigura o construcție mecanică simplă dar eficace, care utilizează lanțurile clasice și un lanț lateral pe care sunt fixate, la un singur capăt, lanțurile transversale (fig.2.1). Construcția sistemului mecanic este de așa natură încât unele dintre lanțurile transversale sunt elemente culisante pentru a facilita asamblarea lanțului de pe roată fără a fi necesară ridicarea roții de la sol. Cu ajutorul unui cablu flexibil ce constituie al doilea element de fixare lateral, pentru capetele libere ale lanțurilor laterale, se realizează montajul și strângerea lanțului pe roată [2].

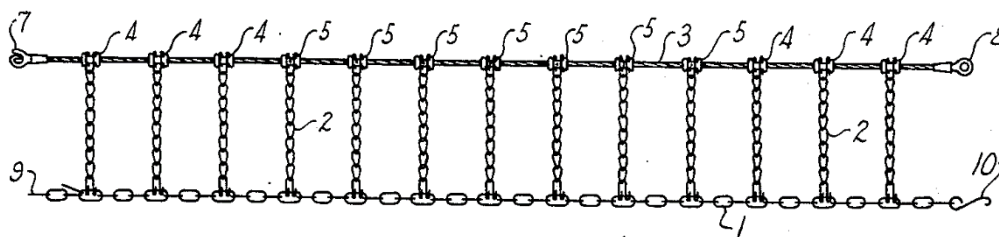


Fig. 2.1.a Vedere de sus a echipamentului

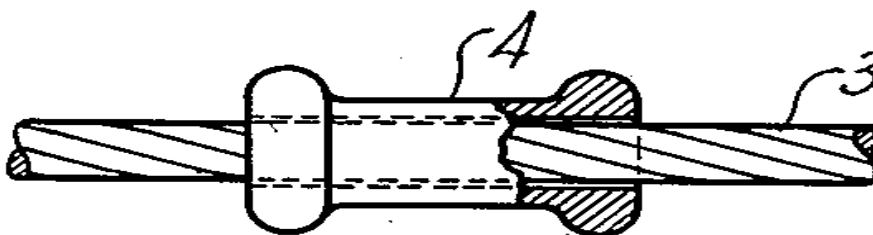


Fig. 2.1.b Detaliu mărit al unei porțiuni a unuiia dintre elementele laterale și a conectorilor

## 2.2 Mecanism cu lanț pentru un autovehicul aflat pe zăpadă

Un alt exemplu de sistem antiderapare se referă la un mecanism automat cu lanțuri dispuse radial. În timpul zăpezii, sistemul clasic cu lanțuri de zăpadă este instalat pe roți pentru a preveni alunecarea acestora și pentru tracțiune. În mod obișnuit, lanțurile de zăpadă sunt montate în jurul benzii de rulare exterioare a anvelopei. Frecarea între lanțuri și suprafața drumului împiedică alunecarea roților. Mecanismul antiderapant pentru autovehicule dezvoltat de Jung-Sik Choi cuprinde un ansamblu de lanțuri dispuse radial, pe un disc conectat la un motor electric. Motorul electric este atașat unui braț care ajută rotirea totală a ansamblului în cazul în care este acționat.

Echipamentul are un modul de comandă astfel încât poziționarea lanțurilor între roți și patul de șosea să se facă atunci când conducătorul auto consideră necesară acționarea mecanismului. Acest lucru este foarte benefic atunci când vehiculul se deplasează pe diferite suprafețe, cum ar fi zăpadă, asfalt, teren noroios etc. [3].

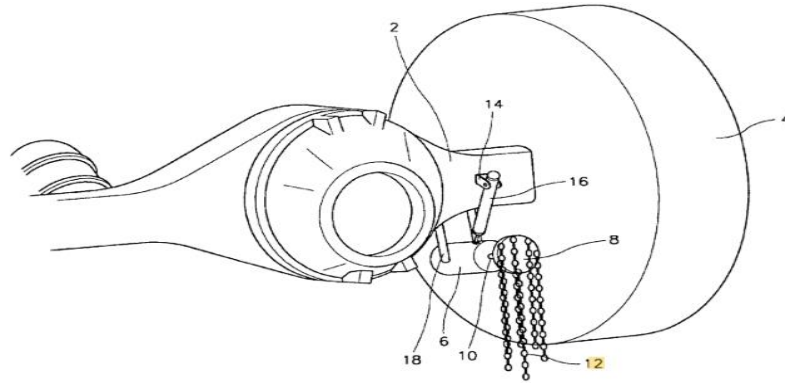


Fig. 2.2.a Diagramă schematică a unei variante de realizare a invenției

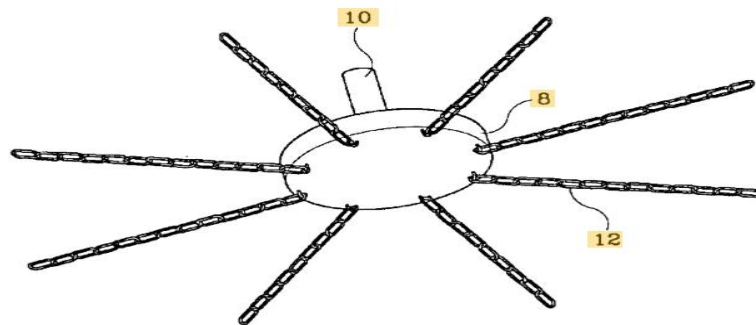


Fig. 2.2.b Vedere în perspectivă a ansamblului de lanț

### 2.3 Aparat antiderapant pentru vehicule cu discuri

Un alt sistem automat ce împiedică alunecarea pe diverse soluri este prezentat în fig 2.3. Este prezentată o vedere schematică a porțiunii din spate a unui automobil, cu elementele antiderapante ridicate, în poziția de repaus (fig 2.3.a) și în poziția de operare (fig. 2.3.b). Avantajul acestei metode îl reprezintă modul de control al sistemului, acesta fiind oprit și acționat la preferințele conducătorului auto [4].

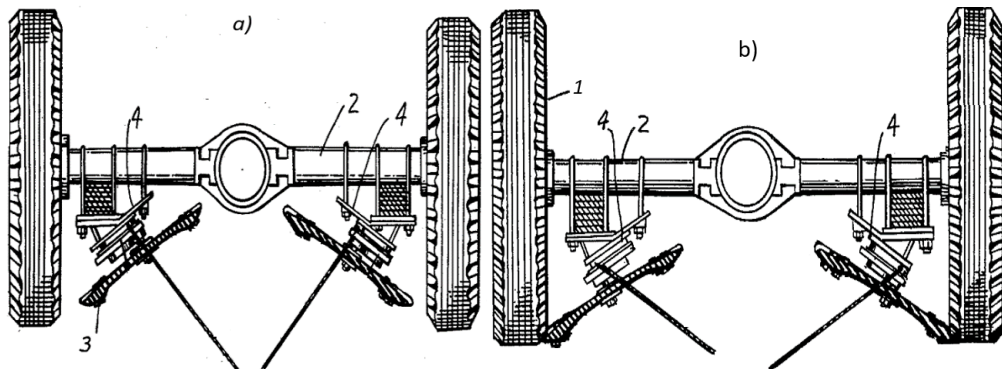


Fig. 2.3. Vedere schematică

### 3. Soluția proprie

Sistemul mecatronic propus în acest proiect are ca scop deplasarea unui robot pe un teren cu un coeficient de frecare redus (pe gheață) sau pe terenuri dificile (nisip, zăpadă etc.). Se dorește ca acest tip de robot să aibă:

- un sistem antiderapant cu acționare electrică
- un gabarit redus
- să se adapteze la drumul pe care se deplasează (zăpadă, gheață, nisip etc.)
- să fie controlabil de la distanță

Modelul de robot propus este prezentat schematic în figura 3.1.

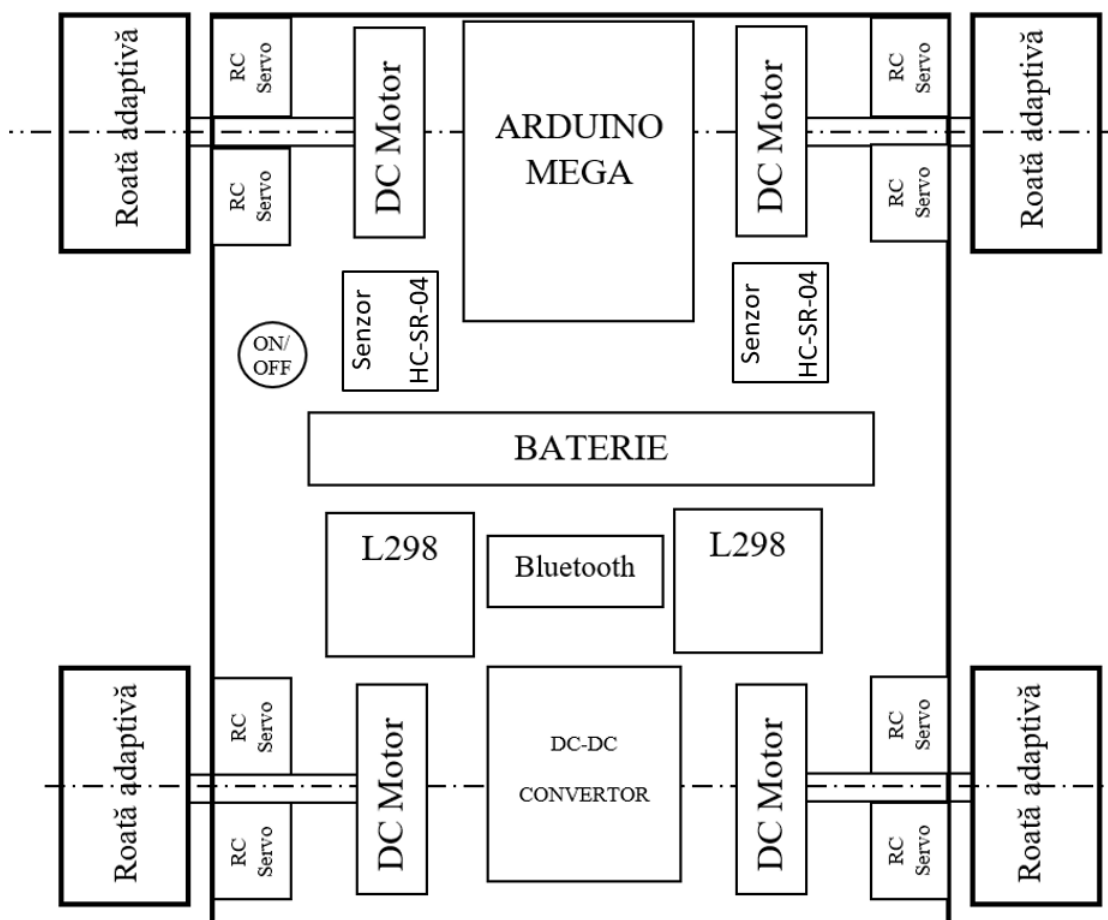


Fig. 3.1. Schema de principiu a robotului

#### 3.1 Proiectarea structurii mecanice

Pornind de la schema de principiu a robotului și având în vedere sarcinile pe care trebuie să le îndeplinească acesta s-a început proiectarea elementelor mecanice ale sistemului.

Software-ul ales pentru proiectare a fost Inventor 2016, versiunea de student, oferit de Autodesk. Acesta este un software dedicat proiectării, vizualizării și simulării de sisteme mecanice. Programul include de asemenea funcționalități precum proiectarea traseelor de țevi și cabluri, proiectarea matrițelor de injecție a maselor plastice și funcții de simulare dinamică și calcul de rezistență FEA, alcătuind soluția completă pentru prototipare digitală.

Prima și cea mai importantă parte, care determină structura robotului este proiectarea mecanismului de acționare a roții astfel încât aceasta să își poată modifica suprafața de contact cu solul și să se rotească în același timp. Soluția abordată în proiect este prezentată în figura 3.2. Aceasta este o roată cu 8 canale dispuse radial pentru a permite culisarea paletelor dințate (fig. 3.3.a).

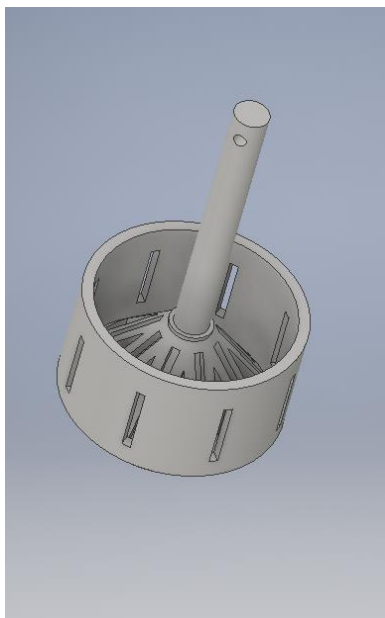


Fig. 3.2. Roată cu arbore

Diametrul roții rezultat în urma proiectării este de 50 mm, fără a fi acționate paletetele dințate. Acesta se mărește cu 5 mm atunci când sistemul antiderapant este pus în funcțiune. S-a ales modalitatea de prelucrare cu adăugare de material, fapt pentru care s-a putut realiza contopirea roții cu arborele de susținere.

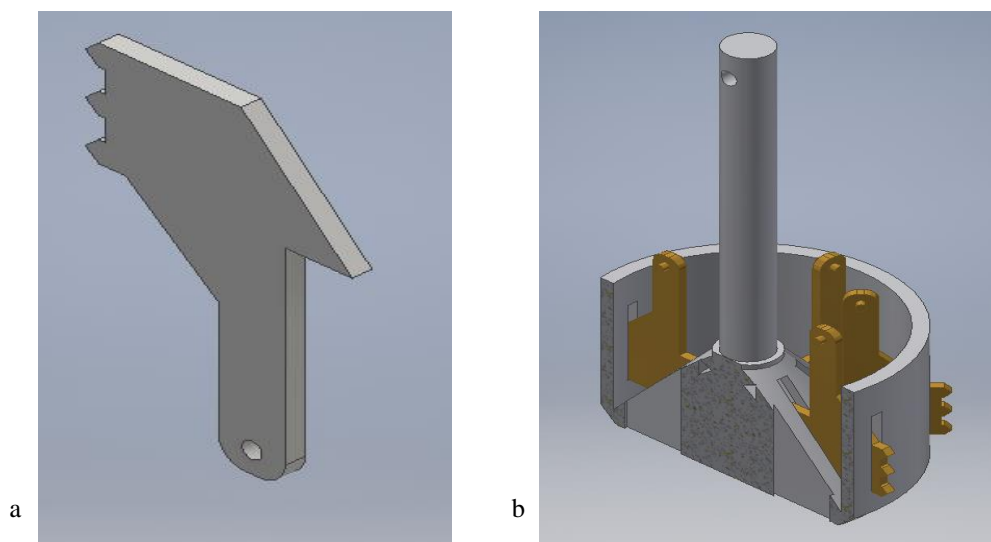


Fig. 3.3. Paletă dințată (a) și montajul pe roată (b)

Acest lucru este benefic pentru rezistența materialului. O structură fără îmbinări are o probabilitate de defectare mai mică. Paletetele dințate sunt montate pe roata cu fante ca în figura 3.3.b.

Suprafața pe care se așază paletele pe roată este înclinată cu același unghi pe care îl are vârful conului interior de la roată. Fiecare paletă are 3 dinți pentru a mări coeficientul de frecare dintre roată și mediul pe care se deplasează. Partea mecanică a robotului reprezintă principalul element de noutate al acestui proiect și conține următoarele elemente:

- Șasiul robotului
- Roata adaptivă
- Cuplajul rigid dintre arborele roții și arborele de antrenare
- Lagărul radial al roții adaptive

Șasiul robotului este format dintr-o placă de plexiglass, cu dimensiunile de gabarit de 220\*240\*3mm. S-a optat pentru un șasiu de plastic deoarece are o masă mai mică decât cea a metalelor și este mai ușor de prelucrat mecanic. Tehnologia de prelucrare pentru care s-a optat a fost debitarea cu laser.

Roata adaptivă realizează cel mai important rol. Schema de funcționare a roții este prezentată în figura 3.4.

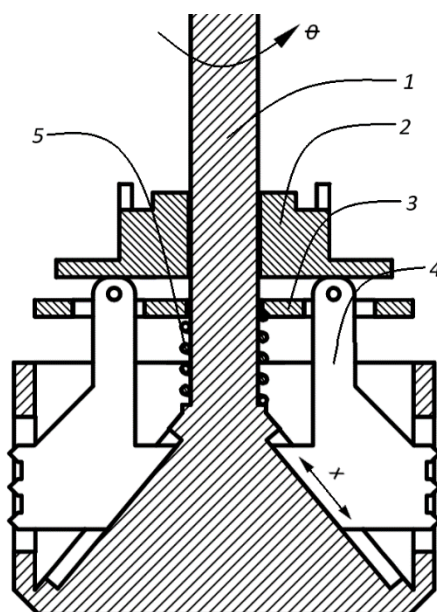


Fig. 3.4. Schema funcțională a roții adaptive

Corpul 1 are rolul de a intra în contact cu suprafața pe care se deplasează robotul (șosea, nisip, gheață) și este antrenat la un capăt de un motor de curent continuu DC Motor așa cum este prezentat în figura 3.1. Discurile 2 și 3 sunt introduse pe arborele elementului 1 și au rolul de a antrena paletetele dințate 4. Discul 3 are câte o fantă pentru fiecare paletă dințată 4 și se rotește împreună cu corpul 1 atunci când motorul de curent continuu este alimentat. În momentul când mecanismul RC Servo (fig.3.1) primește un semnal de comandă, acesta împinge discul 2, care la rândul lui împinge paletetele 4. Acestea din urmă translatează pe planul înclinat și modifică suprafața exterioară a roții. Discul 2 este fix, având două canale de alunecare pentru brațele servomecanismelor. Acest lucru determină frecarea liberă a capetelor paletetelelor 4 pe discul 2. Arcul elicoidal 5 are rolul de a aduce și menține în poziția inițială paletetele atunci când sunt retrase brațele servomecanismelor.

Cuplajul dintre arbore de la ieșirea din reductorul motor și arborele roții este prezentat în fig. 3.5. Cuplajul este unul rigid, realizat prin tehnologia de prototipare rapidă. Ca element de fixare se vor folosi două șuruburi M3.

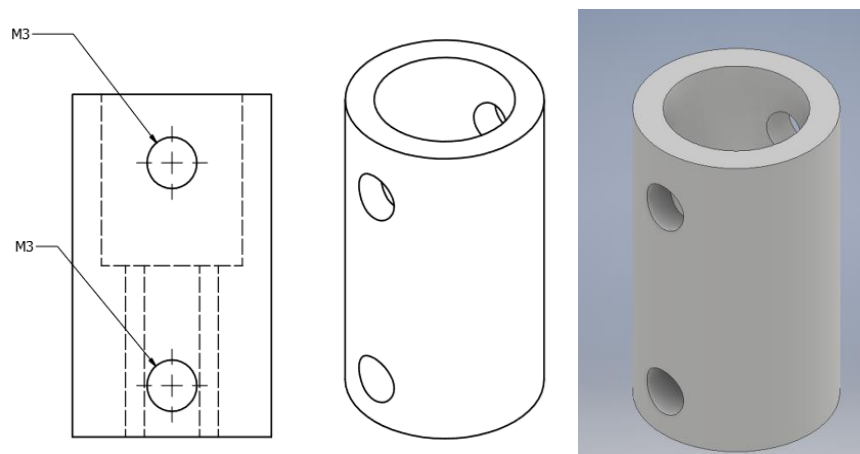


Fig. 3.5. Cuplaj

Lagărele cu alunecare reprezintă organe de mașini care asigură rezemarea pieselor cu mișcare de rotație, de regulă arbori sau osii, preiau forțele care încarcă piesele respective și lucrează în condițiile unei alunecări relative a suprafeței fusului arborelui pe suprafața lagărului (cuzinetului), cele două suprafețe fiind separate printr-o peliculă de lubrifianț. În cazul de față, lagărul este unul radial (fig. 3.6), special proiectat pentru susținerea roții adaptive și pentru preluarea forțelor care apar la acționarea ansamblului disc-palete dințate.

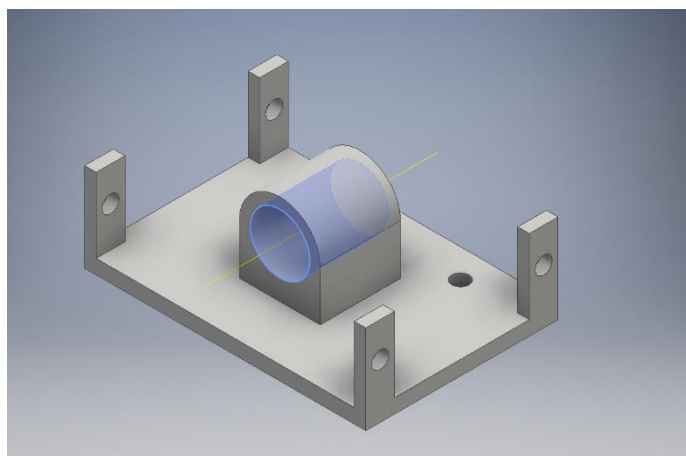


Fig. 3.6. Lagăr radial cu suporti pentru servo mecanisme

Lagărul face corp comun și cu cele patru picioare de fixare pentru mecanismele RC Servo. Această construcție reduce semnificativ gabaritul prin eliminarea elementelor auxiliare de fixare și simplifică mult procedura de montaj pe șasiul robotului; piesa este prinsă în numai două șuruburi M3.

#### 4. Concluzii

În urma studiului efectuat s-a constatat că cel mai important aspect în conceperea unei soluții proprii, atât practic cât și teoretic necesită un studiu amănunțit asupra următoarelor aspecte:

- Echipamentele existente deja pe piață;
- Tehnologiile folosite în sistemele existente;
- Costurile totale care ar putea surveni în urma realizării proiectului;

- Necesitatea prelucrării materialelor în vederea obținerii soluției proprii și posibilitatea efectuării acestora;
- Utilitatea soluției proprii în industrie;
- Timpul necesar conceperii și realizării proiectului;
- Necesitatea utilizării tehnologiilor de ultimă generație datorită prețului ridicat al acestora.

Cea mai importantă parte a procesului de concepție este reprezentată de anticiparea modului în care piesele vor fi prelucrate și posibilitatea efectuării acestor prelucrări pe diferite mașini unelte. Piesele cu geometrii complexe precum roțile adaptive cu arborele motor au nevoie de tehnologii de prelucrare moderne, care implică costuri ridicate.

Foarte important este modul și ordinea de asamblare a componentelor, care, în cazul unei conceperii mai superficiale, pot fi foarte dificile sau chiar imposibile. Este foarte idicat ca sistemul să vină împreună cu un manual sau câteva desene tehnice care exemplifică modul de montaj al pieselor, dar și rolul lor în sistem.

## 5. Bibliografie

- [1]. Choi, J.-S., Chonrabuk-do (KR), „Snow chain mechanism for a vehicle”.
- [2]. Mank, R. A., Pittsburgh, Pa. Application March 3, 1953, Serial No. 340,046 1. Claim, (CI.152-213), „The chains”.
- [3]. Robinson, L., Pittsburgh, Pa. Application November 2, 1955, Serial No. 544,448 8 Claims, (CI.188-4), „Anti-skid apparatus for vehicles”.
- [4]. Eisenhauer, H. J., Sr., Buffalo, N. Y. Application August 20, 1948, serial No. 45,222 9 Claims, „Antiskid device”.
- [5]. Siewert Of Sherman, J.M., South Dakota, Patented Nov. 9, 1920, „Antiskid attachment for wheels”.



## ROBOTIZATION OF PALLETIZATION PROCESSES

GEORGESCU Tiberiu-Marian, GEORGESCU Aurelia-Mioara și MARIN Mihai-Gabriel  
Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Ingineria Managerială a Sistemelor Tehnice,  
Anul de studii: I, e-mail: [tgeorgescu@stud.fiiir.upb.ro](mailto:tgeorgescu@stud.fiiir.upb.ro)

Conducător științific: Conf. dr. ing. **Iulian TABĂRĂ**

*ABSTRACT: Palletization is the operation of orderly volumetric availability, horizontally (in the form of layers with homogeneous height) and vertically (in the form of multiple layers) on standardized transport devices called pallets, of different categories of objects (products packed in cardboard boxes) with a parallelepiped shape, bags with loose materials such as granules or powders, sets of multiple pre-wrapped objects - water / oil bottles, etc.) handled individually or in groups by industrial robots or automatic palletizing machines. Industrial robots in palletizing, bring multiple advantages, such as: reduction of labor costs; handling different sizes, shapes and weights, increased productivity.*

*CUVINTE CHEIE: Palletizing, Industrial robots, Automation, Software, Fasteners.*

### 1. Introducere

Paletizarea reprezintă operația de dispunere volumică ordonată, în plan orizontal (sub formă de straturi cu înălțime omogenă) și pe verticală (sub formă de straturi multiple) pe dispozitive de transport standardizate denumite paleți, a diferitelor categorii de obiecte (produse ambalate în cutii de carton cu formă paralelipipedică, saci cu materiale vrac de tip granule sau pulberi, seturi de obiecte multiple preinfoliate – sticle cu apă / ulei etc.) manipulate individual sau în grup de către roboți industriali sau mașini automate de paletizare.

Paletizarea se realizează pe paleți cu dimensiuni reglementate prin standarde internaționale pentru a se facilita unificarea condițiilor de stocare, transport și manipulare a acestora. RI de paletizare pot structura stivele de produse paletizate după diferite scheme de dispunere ordonată a obiectelor, fiecare strat în parte având o altă dispunere a acestora. Fiecare strat de obiecte paletizate are un centru de greutate echivalent, ce uzual nu coincide ca locație cu centrul de simetrie geometrică a suprafeței paletului. Din acest motiv, straturile cu configurație / dispunere diferită a obiectelor pe palet alternează până la constituirea unui pachet / grup de straturi (uzual 2...4 straturi) care are centrul de greutate echivalent cu o localizare în plan identică cu cea a centrului de simetrie geometrică a suprafeței paletului. Numărul total de straturi de paletizare rezultă, ca urmare, sub forma unui multiplu al numărului de pachete / grupuri de straturi fiecare grup incluzând la rândul său 2...4 straturi cu dispunere diferită a obiectelor. Orientarea și poziționarea produselor pe straturile unei stive este deosebit de variată ținând cont de formă (pătrată sau dreptunghiulară) paletului precum și de forma și dimensiunile specifice ale produselor paletizate.

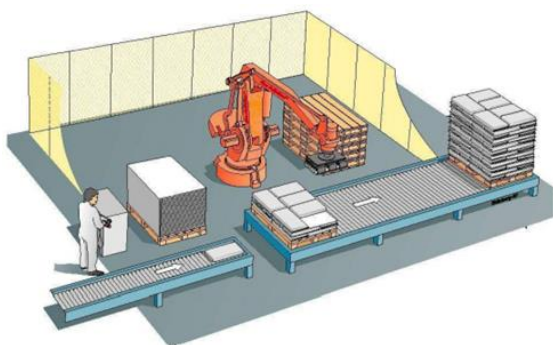


Fig. 1. Robotizarea proceselor de paletizare

Produsele de tip cutii paralelipipedice sunt ideale pentru paletizare, iar cu cât este mai mare înălțimea față de bază cu atât echilibrul stivei verticale este mai mic. Uneori la produse speciale există straturi în stivă care nu conțin același număr de produse, iar în acest caz robotul este programat să realizeze acele straturi deasupra stivei. Altă dată există și produse cu dimensiuni diferite pe aceeași stivă, ceea ce indică faptul că robotul de paletizare este cel mai eficient față de mașinile speciale de paletizare.

Sistemele robotizate de paletizare sunt proiectate pentru o gamă largă de aplicații de paletizare într-o serie de industrii. Soluțiile robotice oferă o flexibilitate operațională ridicată și pot construi simultan o serie de sarcini de paletizare, pot gestiona mai multe dimensiuni, forme și greutatea ale produselor și pot fi reprogramate pentru a face față cerințelor de încărcare modificate sau noi.

Pentru obținerea unor servicii de înaltă calitate în domeniul industrial, și nu numai, a fost necesar automatizarea și implementarea roboților în procesele tehnologice. Astfel, muncitorii umani au fost înlocuiți, total sau parțial, de roboții industriali, iar aceștia au fost specializați pentru „conducerea” roboților. Aplicațiile principale care pot fi îndeplinite cu succes de roboții industriali sunt: manipularea de material (operații de tip „pick and place”), asamblare, vopsire, sudare, ambalare, paletizare, inspecția și testarea produselor. Roboții industriali pot activa în diferite ramuri industriale, dintre care se pot enumera: auto, electronică, medicină, industria alimentară, biotehnică, farmaceutică, militară și în medii de lucru ostile.

## 2. Variante constructive de bază ale roboților industriali dedicați paletizării

### a) Braț articulat

Un braț robotic articulat este genul de braț robotic cu care probabil ești cel mai familiarizat. Acest braț robotic poate avea de la 3 la 7 articulații rotative și sunt utilizate de obicei în aplicații precum sudura sau vopsitul, din industria auto, unde efectorul final trebuie să fie în poziții și orientări foarte specifice.

Brațul robotizat este cel mai comun tip de robot de fabricație. De obicei, este alcătuit din șapte segmente cu șase articulații acționate folosind motoare cu pas. Un utilizator poate controla brațul robotizat prin intermediul unui computer prin controlul motoarelor pas cu pas în articulații.



Fig. 2. Braț articulat

Deoarece motoarele pas cu pas se mișcă în trepte controlate, brațul robot poate fi făcut să se deplaseze într-un mod foarte precis în mod repetat, cu un nivel ridicat de precizie și fiabilitate. Pe articulațiile robotice ale brațului există senzori de mișcare care oferă feedback și permit robotului să se deplaseze într-un mod controlat.

Datorită repetabilității și preciziei, brațele robotizate sunt utilizate pentru funcții dificile, repetitive și adesea plictisitoare pentru oameni. Funcțiile considerate periculoase pentru ființe umane pot fi, de asemenea, îndeplinite cu ajutorul brațelor robotizate.

Deoarece robotul are șase articulații, acesta poate pivota în șase moduri diferite. Se spune că are șase grade de libertate. Brațul uman, prin comparație, are șapte grade de libertate.

### **b) Roboți industriali SCARA**

SCARA este un acronim pentru Selective Compliance Articulated Robot Arm (Robot cu braț articulat mobil în plan) și este conceput să facă față la o mare varietate de operații de manipulare a materialelor. În principiu, brațul robotic SCARA are o rază de acțiune de formă cilindrică cu variații la diametrul și adâncimea cilindrului. În majoritatea aplicațiilor, roboții realizează operații de asamblare sau de preluare și plasare care necesită un receptor final. Acesta poate fi un simplu graifer sau o unealtă universală montată la capătul brațului cu distribuitoare sau șurubelnițe.



Fig. 3. Robot SCARA

Acest tip de braț robot are două articulații rotative paralele care asigură conformitatea într-un plan. Poate fi folosit pentru a aplica etanșant, pentru a efectua funcții de preluare și plasare, pentru a manipula operațiunile de asamblare și pentru a lucra cu mașini-unelte.

Prima axă a revolutei leagă brațul înainte și înapoi în jurul axei de bază, adică axa verticală a umărului. Cea de-a doua articulație rotativă leagă antebrațul înainte și înapoi în jurul axei verticale a cotului. Astfel, două articulații revolute controlează mișcarea într-un plan orizontal. Componenta verticală a mișcării este asigurată de a treia articulație, o articulație prismatică care alunecă încheietura mâinii în sus și în jos. Oferă rigiditate pe direcție verticală și se conformează pe axa orizontală

Gradul de libertate este un termen folosit pentru a descrie libertatea de mișcare a unui robot în spațiul tridimensional - mai exact, capacitatea de a se deplasa înainte și înapoi, în sus și în jos, și la stânga și la dreapta. Pentru fiecare grad de libertate, este necesară o articulație. Un robot SCARA utilizează 4 grade de libertate.

### c) Roboți industriali PORTAL DUBLU

Este un braț simplu în care toate articulațiile sunt liniare. O articulație liniară mișcă sarcina în sus și în jos, o altă îmbinare liniară o deplasează spre exterior și spre interior. Aceste tipuri de brațe robotice sunt folosite pentru ridicarea și paletizarea pieselor grele, cum ar fi caroserii sau autoturisme complete.



Fig. 4. Robot PORTAL DUBLU

În prezent, multe industrii diverse utilizează deja o gamă largă de brațe robotice programabile, de la domeniul medical, farmaceutic, până la cel alimentar, al agriculturii sau auto. Sunt necesare abilități supraumane pentru a repeta aceeași mișcare timp de mai multe ore cu exact aceeași precizie, însă cu ajutorul automatizării inteligente a operațiunilor repetitive diferite în funcție de fiecare domeniu, acest lucru este posibil.

## 3. Specificatii ale roboților industriali dedicați operațiilor de paletizare. Exemple.

### a) Generalități

În cazul RI de tip braț articulat, există și posibilitatea utilizării unor RI dedicați (cu o concepție special adaptată realizării operațiilor de paletizare). Roboții de tip braț articulat dedicați pentru operațiile de paletizare au 5 grade de libertate, toate de rotație, dar includ doar 4 axe comandate numeric (existând doar 4 motoare electrice de acționare). Pentru mișcările de orientare sunt disponibile grade de libertate 4-5 parametrizate pitch-roll, dar dintre acestea doar pentru gradul de libertate roll există un motor propriu de acționare. Specificul constructiv al acestor roboți dedicați constă în existența unui sistem mecanic de concepție specială, care permite obținerea mișcării de orientare de tip pitch, prin care se asigură menținerea permanent verticală a axei de rotație roll indiferent de pozițiile unghiulare ale segmentelor bratului articulat. Realizarea unui astfel de sistem presupune utilizarea a doua subsisteme de tip lant cinematic închis și o construcție particulară a cuplei care permite realizarea mișcării de orientare de tip pitch. Fiecare aplicație robotizată este comandată de controlere programabile ce permit operatorului uman introducerea programelor specifice pentru fiecare aplicație în parte. În funcție de realizarea specifică a unei aplicații de paletizare, pentru corelarea / interconținerea funcționării RI cu restul subsistemelor din aplicația robotizată controlerul acestuia trebuie să poată primi și procesa informații de la senzori extrinseci (plasați în mediul de lucru al RI) pentru: comanda conveioarelor de alimentare cu produse de paletizat, comanda conveioarelor de ieșire a paleților cu stive de produse paletizate, comanda sistemelor de alimentare cu paleți goi etc. În ceea ce privește specificul constructiv al RI utilizați în aplicații de paletizare, în cele ce urmează nu vor fi prezentate decât exemple de RI de tip braț articulat cu o construcție special adaptată realizării unor asemenea sarcini de lucru, pentru celelalte modele de RI de tip braț articulat / portal dublu de uz general fiind incluse suficiente exemple în capitolele anterioare.

### b) Exemple de roboți de paletizare OKURA

A700 oferă fiabilitate ridicată în spațiu minim. Încărcarea și descărcarea produsului este complet automatizată. Funcționează neobosit și este o soluție excelentă pentru toate nevoile de paletizare.

Există un spațiu de lucru conceput pentru robot pentru a permite manipularea produsului. Pachetele de produse sunt transportate către celulă de către transportor. Acestea vor fi apoi paletizate, deplasându-le de la transportor la un model specific de pe palet. Paletul complet este mutat din celulă la următoarea etapă a sistemului de paletizare, care în mod normal invocă învelirea întinsă. Manipularea paleților se poate face folosind căruciorul de transfer, transportorul sau un vehicul ghidat automat. În funcție de tipul de transportor de paleți utilizat, sistemul este automatizat pentru a se coordona cu acțiunile robotului și viteza cu care pachetele trebuie paletizate. Tipul paletizatorului diferă în funcție de tipul de produs. De exemplu, un paletizator de sac poate avea nevoie de o foaie de alunecare montată pe palet; întrucât un paletizator pentru cutii cu tăvi deschise poate avea nevoie de foi între straturi, ambele montate de robot.



Fig. 5. A700 – robot paletizator

Okura A1600. Acest paletizator este capabil de 1600 de cicluri pe oră și poate stiva peste 28 de saci pe minut. Are o capacitate de încărcare utilă de până la 310 lbs și un interval de 360°. Interfața cu ecran tactil permite operarea convenabilă și programarea tiparului utilizatorului. Este compact și eficient din punct de vedere energetic și nu necesită multă întreținere. Reduce semnificativ timpul de nefuncționare și asigură o consistență ridicată.



Fig. 6. Okura A1700

### c) Mecanisme de prindere

- Scule cu vid - Acest tip este ideal pentru ambalaje convenționale, robuste, cum ar fi cutii ondulate sigilate care pot suporta greutatea totală a produsului în timpul transferului. Această metodă nu este potrivită pentru multe tipuri de ambalaje, cum ar fi cutii înalte cu un centru de greutate scăzut.
- Stil furculiță - Acesta folosește un șir de furci care se deplasează prin role transportoare pentru a alege produsul de jos. Acest lucru este potrivit pentru pungii și cutii cu formă neregulată, cutii cu capace, cutii pliabile cu ventilator și ambalaje care nu pot suporta propria greutate a produsului. Stilul furculiței are nevoie de spațiu suplimentar pentru formarea modelului.
- Clemă laterală - Aceasta este utilizată pentru pachetele care nu pot fi manipulate cu ajutorul unui instrument de vid. Acest lucru funcționează bine cu ambalaje durabile cu pereți subțiri și poate oferi flexibilitate pentru liniile de ambalare care rulează o gamă de produse.

## 4. Software paletizare

### OKURA OXPA-QmV

Panourile de control ale paletizatorului robot Okura sunt furnizate cu un PLC încorporat ca o caracteristică standard.

Caracteristici:

- Maximul de linii de programare este extins până la 4500 de linii. Programul PLC poate fi creat pentru instalații mai mari.
- Cuvintele de comunicare între PLC intern și ecranul POD sunt extinse și configurabile gratuit.
- Cuvintele și biții de comunicații către o rețea externă (Profibus, Profinet, Ethernet IP) sunt extinse (până la 96 de cuvinte și 512 biți) și sunt acum configurabile gratuit.
- Zona de descărcare a fost extinsă până la 2999 cuvinte de date folosite aleatoriu.

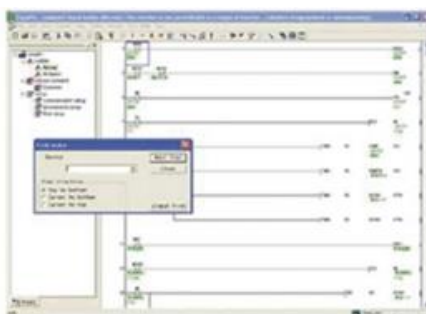


Fig. 7. Panou Control

Se utilizează elemente standard bazate pe Windows (cum ar fi liste de derulare, ferestre pop-up etc.). Ștergeți pictogramele de pe butoane și selectoare. Comunicare între laptop și controler prin cablu USB sau Ethernet, oferind o încărcare și descărcare mai rapidă.

După configurare, datele din software-ul de configurare pot fi importate în programul OXPA-Qm pentru a verifica dacă toate pozițiile din toate programele de stivuire se află în zona de operare predefinită a robotului. Dacă toate sunt în regulă, atunci gardul de gardă poate fi apropiat de robot pentru a crea o instalație compactă a robotului.

### Zone robotizate predefinite în zona de operare

Acest exemplu prezintă 3 zone predefinite ale zonei robotului (palet L1, pickup, palet L2). Când robotul a finalizat paletul pe L1 și s-a mutat în afara acestei zone, atunci această zonă devine dezactivată și operatorul poate intra în această zonă pentru a descărca paletul complet încărcat cu dop mecanic (numai pentru versiunea JIS). În același timp, robotul poate continua paletizarea pe paleta de zonă activă L2. Sistemele Lightguard împiedică operatorul să intre în zonele robotului activat. Alte exemple posibile de utilizare a zonelor predefinite sunt „umplerea stivei de paletii” sau „umplerea stivei de foi” în timp ce robotul funcționează.

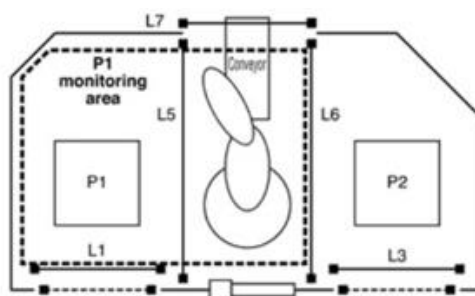


Fig. 8. Zone Robotizate P1 si P2

## 5. Paletizarea mixtă

Uneori (pentru stive cu o structura specifica activitatilor de distributie a produselor) de la strat la strat, pot fi incluse produse cu continut diferit sau chiar cu dimensiuni diferite. Pentru aceste cazuri robotii pot fi programati să realizeze in cadrul stivei straturi alternaive cu produse avand aranjamente diferite (dar unitare ca inaltime a straturilor) sau straturi cu o structura mixta ce pot contine si produse de dimensiuni diferite. Faptul ca in structura stivelor realizate in celule robotizate de paletizare pot fi incluse și produse cu dimensiuni diferite, indică faptul că robotii de paletizare sunt superiori ca flexibilitate in paletizare față de mașinile automate de paletizare (ce nu pot realiza decat straturi cu obiecte de aceeași forma și dimensiuni). Avantajul major al masinilor automate de paletizare îl constituie însă viteza e paletizare și implicit productivitatea mult mai mare.



Fig. 9. Paletizare Mixă

### Aplicații paletizare mixtă

- Paletizare planificată – se utilizeaza roboti ce aleg produse din diferite intrarari
- Paletizare aleatorie – se utilizeaza o singura sau mai multe intrări de produse, paletul este construit pe măsură ce produsele sunt primite
  - folosit în aplicații în care sarcinile mixte sunt cele mai frecvente
  - folosit in industriile tipice cum ar fi alimentele și băuturile

## 6. Avantaje și dezavantaje ale paletizării robotizate

### a) Avantaje

- Reduce costurile legate de ineficiență și forță de muncă.
- Oferă flexibilitate pentru manipularea diferitelor dimensiuni, forme și greutatea pentru una sau mai multe linii.
- Automatizarea neobosită și cerințele de întreținere reduse asigură reducerea timpului de nefuncționare la minimum.
- Siguranța este îmbunătățită cu o metodă de paletizare care reduce zgomotul, ridicarea grea și problemele de mișcare repetitive.
- Productivitate mărită – creșterea eficienței procesului de paletizare

- Mentenanță redusă, deoarece robotii industriali folosiți în procesele de paletizare sunt foarte fiabili și protejați prin intermediul senzorilor de înaltă performanță
- Personal de utilizare extrem de redus, robotii fiind multifuncționali, necesitând foarte puține resurse umane pentru a putea funcționa.
- Ușurința în manevrabilitate (sunt ușor de programat, au interfață cu operare tactilă)
- Sistemele robotizate sunt capabile să întrețină mai multe linii de alimentare și să manipuleze simultan mai multe forme, dimensiuni și greutăți ale produsului.
- Gripare personalizate specifice aplicației
- Reducerea numărului de accidente la locul de muncă

#### **Avantaje paletizare mixtă**

- Alimentare ușoară a magazinelor comerciale
- Precizie ridicată a comenzii
- Risc scăzut de deteriorare a produselor
- Cost scăzut de transport
- Acceptă diferite dimensiuni de palet
- Maximizează capacitatea de stocare a paletului

#### **b) Dezavantaje**

- Costul ridicat de achiziție: Implementarea roboților industriali poate avea un cost de capital destul de ridicat, totuși, se dovedesc extrem de eficienți. Acesta este motivul pentru care înainte de luarea deciziilor, recomandăm întotdeauna să se ia în considerare atât investiția necesară, cât și rentabilitatea investiției pe care vă așteptați să o realizați în urma implementării roboților.
- Limitări: Există încă unele limitări ale tipului de sarcini pe care le pot îndeplini. Acesta este motivul pentru care se recomandă companiilor să facă legătura cu companiile de automatizare înainte de implementare pentru a evalua mai întâi diferitele opțiuni disponibile. Uneori, un sistem automat personalizat poate oferi un rezultat mai bun și mai rapid decât un robot. Succesul sau eșecul unui sistem robotizat industrial depinde de cât de bine sunt integrate sistemele înconjurătoare, de ex. clești, sisteme de viziune, sisteme de transport etc.
- Lucrul în siguranță cu roboții: În plus față de adecvarea robotului, siguranța este, de asemenea, esențială la integrarea roboților în mediul dvs. de producție. Acest lucru se realizează prin evaluări de risc, fie de către constructorul de mașini, fie de către utilizatorul final, în cele din urmă, mașina trebuie să fie complet evaluată și marcată CE.

## **7. Bibliografie**

- [1]. <https://marketbusinessnews.com/advantages-of-palletizing-robots/207457/>
- [2]. <https://sp-automation.co.uk/advantages-and-disadvantages-of-industrial->
- [3]. <https://mixedpalletizing.com/en-gb/solutions/mixed-palletizing>
- [4]. <https://www.azorobotics.com/Article.aspx?ArticleID=107>
- [5]. <https://grabcad.com/>



## DYNAMIC SYNTHESIS OF DIESEL ENGINE 12 LDA 28 - LDE 2100 HP - WITH ROTARY CAM AND ROLLER TRANSPORT RACK

BIBIRE Constantin

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Modelarea și Simularea Sistemelor Mecanice Mobile,  
Anul de studii: I, e-mail: [constantin.bibire@yahoo.com](mailto:constantin.bibire@yahoo.com)

Conducător științific: Șl. dr. ing. **Florian Ion PETRESCU**

*ABSTRACT: The paper describes the distribution mechanism, consisting of the camshaft, clamps, push rods, rocker arms, intake and exhaust valves, which ensure the filling of freshly loaded cylinders and the evacuation of flue gases. For diesel engines for locomotives, the distribution phases, expressed in angles of rotation of the crankshaft, are usually of the sizes indicated in the diagrams for four-stroke engines. roller transfer rod, at which the dimensions of the roller radius  $r_0$  and  $h$  will change.*

*KEY WORDS: engine, timing, dowel cam, roller.*

### 1. Introducere

Caracteristicile superioare de ordin energetic, funcțional, constructiv, de exploatare și de reparații au impus adoptarea pe scară largă a locomotivelor diesel pentru transportul de călători și mărfuri.

Avantajele și rentabilitatea tehnico-economică pe care le prezintă locomotivele acționate de motoare diesel, au dus la sistarea construcției locomotivelor cu abur cu piston și la înlocuirea acestora într-o măsură tot mai mare prin locomotive diesel.

Locomotiva diesel [4] este un vehicul motor având ca sursă de energie motorul diesel montat pe ea, care servește la producerea forței de tracțiune necesare pentru remorcarea vagoanelor de călători sau de marfă pe calea ferată.

Motoarele diesel pentru locomotive [4] pot fi clasificate după următoarele criterii: durata de efectuare a ciclului motor; modul în care se realizează admisiunea aerului; modul în care se face injectarea combustibilului; procesul de formare și ardere a amestecului carburant, sensul de rotație, felul execuției, mărimea turației nominale, situarea axelor cilindrilor, numărul pistoanelor în cilindru.

Locomotiva diesel electrică 060-DA (figura 1) este echipată cu un motor diesel tip 12 LDA 28 cu ciclul de lucru în patru timpi [9].



Fig. 1. Locomotiva tip LDE 2100 CP (Locomotiva diesel electrică 060-DA)

Ciclul motorului diesel reprezintă o succesiune de procese care se repetă periodic în fiecare cilindru al motorului și care condiționează funcționarea sa.

Motorul diesel este un agregat complex format dintr-o serie de mecanisme, echipamente și instalații, fiecare având un rol bine definit în funcționarea acestuia. Aceste componente se împart la rândul lor în subansamble și piese.

Locomotivele diesel cu transmisie electrică 060-DA, pentru trenuri de călători 060-DA1 [9] sunt echipate cu un motor SULZER având 12 cilindri montați pe două distribuții în linie și așezați vertical. Injectarea combustibilului se face direct în camera de ardere, iar pentru supraalimentare este prevăzut cu o turbosuflantă acționată de către gazele de evacuare.

Notația motorului diesel este 12 LDA 28 și are următoarea semnificație [9]:

- 12 – numărul de cilindri;
- L – dispoziția în linie;
- D – tipul motorului (diesel);
- A – echiparea cu instalație de supraalimentare;
- 28 – diametrul cilindrului în cm.

Motorul diesel al locomotivei 060-DA este constituit din următoarele mecanisme, echipamente și instalații: părțile constructive fixe, părțile constructive mobile, mecanismul de distribuție, instalația de alimentare, instalația de ungere, instalația de răcire, instalația de reglare și protecție, instalația de supraalimentare. Împărțirea acestora este pur constructivă și nu corespunde întotdeauna cu împărțirea tehnologică.

Datele tehnice ale acestuia sunt:

- tipul motorului - 12 LDA 28 [9];
- numărul cilindrilor - 12 (2 × 6 cilindri în linie);
- diametrul cilindrului - 280 mm;
- cursa pistonului - 360 mm;
- greutatea proprie - 21.000 kg;
- presiunea medie efectivă - 10,2 kgf/cm<sup>2</sup>;
- viteza medie a pistonului - 9 m/s;
- turația la mers în gol - 350 rot/min;
- turația normală la mers în sarcină - 750 rot/min;
- presiunea nominală de supraalimentare - 1,1 kgf/cm<sup>2</sup>;
- puterea efectivă dezvoltată pe stand - 2.300 CP/1 = 750 rot/min;

Puterea dezvoltată pe locomotivă în condițiile de climă din România:

- presiune atmosferică - 750 mm col. Hg;
- temperatura exterioară - 35 °C;
- umiditate relativă a aerului 80% - 2.100 CP la 750 rot./min.

Blocul cilindrilor are două distribuții a câte 6 cilindri fiecare și arbore cotit propriu [9]. Cei doi arbori cotiți antrenează generatorul principal printr-un angrenaj de roți dințate având raportul de transmisie 1:1,437.

Ansamblul pe care-l formează motorul diesel cu generatorul și grupul de supraalimentare se numește „grup motor diesel-generator”.

Prin răcirea aerului de supra-alimentare, montarea unor pompe de injecție corespunzătoare și prin proiectarea unui nou mecanism cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă, puterea motorului Sulzer tip 12 LDA 28 poate fi sporită la 2500 CP și chiar 2750 CP.

În acest sens, în prezenta lucrare se dorește proiectarea unui mecanism cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă, la care se vor modifica dimensiunile razei rolei  $r_0$  și  $h$ .

## 2. Stadiul actual

Mecanismul de distribuție, compus din arborele cu came, tacheți, tijele împingătoare, culbutoarele, supapele de admisiune și de evacuare, asigură umplerea cilindrilor cu încărcătura proaspătă și evacuarea gazelor arse. În sistemul de distribuție fără supape, deschiderea și închiderea orificiilor de admisiune sau de evacuare sunt asigurate de piston în deplasarea sa.

La motoarele diesel pentru locomotive, fazele distribuției, exprimate în unghiuri de rotație ale arborelui cotit, sunt de obicei de mărimile indicate în diagramele pentru motoare în patru timpi.

La motorul în patru timpi, supapa de admisiune se deschide cu un unghi de avans de  $80^\circ$ , reprezentând unghiul cu care se rotește arborele cotit din momentul în care intră în acțiune supapa, până în momentul în care pistonul ajunge în punctul mort interior — și se închide cu un unghi de întârziere de  $35^\circ$ , reprezentând unghiul cu care se rotește arborele cotit din momentul în care pistonul se găsește în punctul mort exterior, până în momentul în care intră în acțiune supapa [4].

La același motor, supapa de evacuare se deschide cu un unghi de avans de  $50^\circ$  înaintea punctului mort exterior și se închide cu un unghi de întârziere de  $54^\circ$  după punctul mort interior.

Perioada de suprapunere a admisiunii și evacuării, adică perioada de timp în care sunt deschise atât supapele de admisie, cât și cele de evacuare ale aceluiași cilindru, este de  $134^\circ$ , exprimată prin unghiul de rotație al arborelui cotit (figura 2).

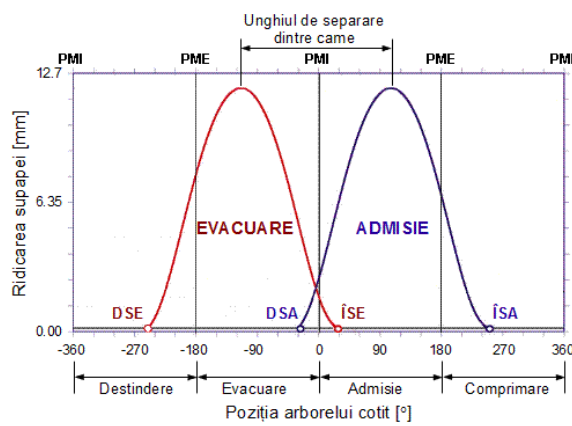


Fig. 2. Diagrama de distribuție a motorului Diesel în patru timpi

Mecanismul de distribuție asigură umplerea cilindrilor cu aer proaspăt, alimentează cilindrul cu carburant și asigură evacuarea gazelor rezultate în urma procesului de ardere [4]. Părțile componente ale mecanismului de distribuție sunt: arborele cu came, tacheții, tijele împingătoare, culbutoarele și supapele de admisie și evacuare.

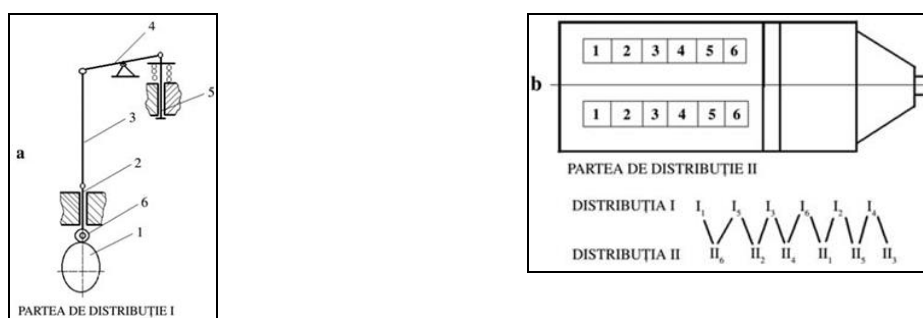


Fig. 3. Schema de acționare a supapei (a) și ordinea de aprindere în cilindrii motorului diesel 12 LDA 28 (b):  
1 – arbore de distribuție; 2 – tacheț; 3 – tijă împingătoare; 4 – culbutor; 5 – supapă; 6 – rolă

Acționarea mecanismului de distribuție se face de la arborii cotiți ai motorului prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate. Arborii cotiți sunt cuplați direct cu câte o roată de transmisie inferioară [9].

Aceste roți transmit puterea la o roată dințată montată pe arborele superior de transmisie cu un raport de transmisie de 1:1,44. Roata dințată superioară este cuplată direct cu rotorul generatorului, iar pe

același ax este fixat pinionul care acționează roțile dințate de pe arborii de distribuție prin intermediul unor roți dințate.

Ungerea transmisiei se face cu ulei sub presiune din circuitul de ungere al motorului diesel.

Arborele cu came – prin poziția și forma camelor cu care este prevăzută, comandă în timpul rotirii sale intrarea în acțiune în momentul și pe o durată bine stabilită a componentelor distribuției. Pe arborii de distribuție se găsesc câte trei came pentru fiecare cilindru care acționează supapa de admisie, supapa de evacuare și pompa de injecție. Camele sunt în așa fel amplasate încât să se obțină ordinea de aprindere în cilindri [4].

### 3. Dinamica mecanismului de distribuție

Mecanismele de distribuție cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă (figura 4), prezintă o cinematică diferită, din cauza geometriei mecanismului [6], și acest amănunt determină un studiu mai amplu dacă se dorește realizarea precisă din punct de vedere cinematic și dinamic al acestui mecanism. În general acest tip de mecanism este determinat aproximativ, considerându-se, atât pentru cinematică cât și pentru cinetostatică, suficient, un studiu asupra cuplei B (centrul rolei).

Această aproximare reprezintă o mare deficiență deoarece se neglijează cinematica și cinetostatica de precizie a mecanismului, de unde rezultă un studiu dinamic relativ.

O analiză reală, este realizată când este studiat ce se întâmplă în punctul A (punct de contact între camă și rola tchetului). Poziția punctului A este definită de vectorul  $\vec{r}_A$  care are lungimea (modulul)  $r_A$  și unghiul de poziție  $\theta_A$ .

Identic se definește poziția punctului B (centrul rolei), prin vectorul  $\vec{r}_B$ , care are lungimea  $r_B$  și se poziționează prin unghiul  $\theta_B$ .

Unghiul  $\mu$  se formează între cei doi vectori ( $\vec{r}_A$  și  $\vec{r}_B$ ).

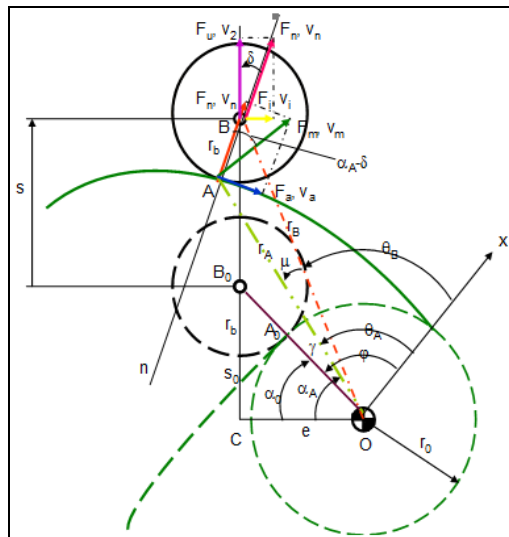


Fig. 4. Diagrama circulară de distribuție a motorului Diesel în patru timpi

Poziția vectorului  $\vec{r}_{B_0}$ , în triunghiul dreptunghic  $OCB_0$ , este determinată de unghiul  $\alpha_0$  astfel încât se pot scrie relațiile:

$$r_{B_0} = r_0 + r_b \quad (1)$$

$$s_0 = \sqrt{r_{B_0}^2 - e^2} \quad (2)$$

$$\cos \alpha_0 = \frac{e}{r_{B_0}} \quad (3)$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{s_0}{r_{B_0}} \quad (4)$$

Între normala  $n$  dusă prin punctul de contact  $A$  și o verticală, apare un unghi de presiune  $\delta$ , care are o mărime cunoscută și care este dată de relațiile:

$$\cos \delta = \frac{s_0 + s}{\sqrt{(s_0 + s)^2 + (s' - e)^2}} \quad (5)$$

$$\sin \delta = \frac{s' - e}{\sqrt{(s_0 + s)^2 + (s' - e)^2}} \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{s' - e}{s_0 + s} \quad (7)$$

Vectorul  $\bar{r}_A$  se determină cu relațiile următoare:

$$r_A^2 = (e + r_b \cdot \sin \delta)^2 + (s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta)^2 \quad (8)$$

$$r_A = \sqrt{(e + r_b \cdot \sin \delta)^2 + (s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta)^2} \quad (9)$$

Mai departe se poate determina unghiul  $\alpha_A$ :

$$\cos \alpha_A = \frac{e + r_b \cdot \sin \delta}{r_A} \quad (10)$$

$$\sin \alpha_A = \frac{s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta}{r_A} \quad (11)$$

## 4. Analiza dinamică

### 4.1. Trasarea profilului camei

Profilul camei poate fi trasat folosind coordonatele polare  $r_A$  (9) și  $\theta_A$  care se determină astfel:

$$\gamma = \alpha_A - \alpha_0 \quad (12)$$

$$\cos \gamma = \cos \alpha_A \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_A \cdot \sin \alpha_0 \quad (13)$$

$$\sin \gamma = \sin \alpha_A \cdot \cos \alpha_0 - \cos \alpha_A \cdot \sin \alpha_0 \quad (14)$$

$$\theta_A = \varphi - \gamma \quad (15)$$

$$\cos \theta_A = \cos \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \varphi \cdot \sin \gamma \quad (16)$$

$$\sin \theta_A = \sin \varphi \cdot \cos \gamma - \cos \varphi \cdot \sin \gamma \quad (17)$$

## 4.2. Cinematica exactă

Se determină în continuare câteva relații de calcul, necesare obținerii cinematicii precise pentru mecanismul cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă.

Din triunghiul  $OCB$  (figura 4) se determină lungimea  $r_B$  ( $OB$ ) și unghiurile complementare  $\alpha_B$  și  $\tau$  (unde unghiul  $\alpha_B$  este unghiul  $OCB$ , iar unghiul complementar  $\tau$  este de fapt unghiul  $CBO$ ; aceste două unghiuri intuitive nu au mai fost exemplificate în diagrama din figura 4 pentru a nu o încărca prea mult).

$$r_B^2 = e^2 + (s_0 + s)^2 \quad (18)$$

$$r_B = \sqrt{r_B^2} \quad (19)$$

$$\cos \alpha_B = \sin \tau = \frac{e}{r_B} \quad (20)$$

$$\sin \alpha_B = \cos \tau = \frac{s_0 + s}{r_B} \quad (21)$$

Din triunghiul oarecare  $OAB$ , la care se cunosc laturile  $OB$  și  $AB$  și unghiul dintre ele  $B$  (unghiul  $ABO$ ), care reprezintă suma unghiurilor  $\tau$  și  $\delta$ , putem determina lungimea  $OA$  și unghiul  $\mu$  (unghiul  $AOB$ ):

$$\cos(\delta + \tau) = \cos \delta \cdot \cos \tau - \sin \delta \cdot \sin \tau \quad (22)$$

$$r_A^2 = r_B^2 + r_b^2 - 2 \cdot r_b \cdot r_B \cdot \cos(\delta + \tau) \quad (23)$$

$$\cos \mu = \frac{r_A^2 + r_B^2 - r_b^2}{2 \cdot r_A \cdot r_B} \quad (24)$$

$$\sin(\delta + \tau) = \sin \delta \cdot \cos \tau + \sin \tau \cdot \cos \delta \quad (25)$$

$$\sin \mu = \frac{r_b}{r_A} \cdot \sin(\delta + \tau) \quad (26)$$

Cu  $\alpha_B$  și  $\mu$  putem acum să determinăm  $\alpha_A$ :

$$\alpha_A = \alpha_B - \mu \quad (27)$$

## 4.3. Analiza dinamică la modulul B

În continuare se prezintă analiza dinamică a modulului B, pentru câteva legi de mișcare cunoscute. Se începe cu legea clasică SIN (figura 5), pentru a o putea compara cu dinamica acestei legi de la modulul clasic C. Se utilizează o turație de  $n=5500$  [rot/min], pentru o deplasare maximă teoretică atât la supapă cât și la tchet,  $h=6$  [mm]. Unghiul de fază este,  $\varphi_u = \varphi_c = 65$  [grad]; raza cercului de bază are valoarea,  $r_0=13$  [mm]. Pentru raza rolei s-a adoptat valoarea  $r_b=13$  [mm].

Excentricitatea ghidajului în raport cu centrul camei este,  $e=6$  [mm]. Randamentul are o valoare ridicată,  $\eta=11.5\%$ ; reglajele resortului sunt normale,  $k=30$  [N/mm] și  $x_0=20$  [mm].

Dinamica este mai bună (în general) comparativ cu cea a modulului clasic, C. Pentru un unghi de fază de numai 65 grade atingem aceleași vârfuri de accelerații pe care modulul clasic le atinge la o fază relaxată de 75-80 grade.

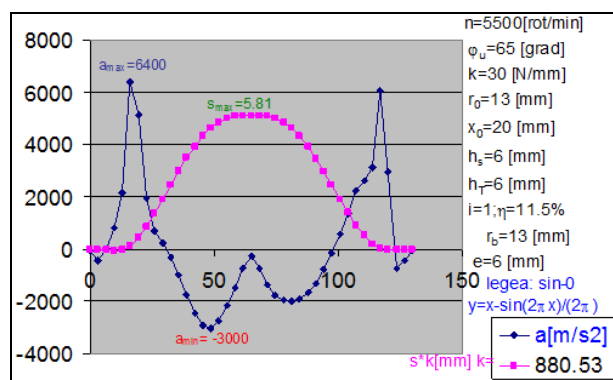


Fig. 5. Analiza dinamică la camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

În figura 6 se poate urmări profilul aferent, trasat invers decât cele de la modulul C, adică cu profilul de ridicare în partea stângă și cu cel de revenire în dreapta, (deoarece sensul de rotație a camei a fost și el inversat, din orar în trigonometric).

Pentru legea cos vibrațiile sunt mai liniștite comparativ cu legea sin, la fel ca la modulul dinamic clasic, C (figura 7).

Turația aleasă este de  $n=5500$  [rot/min], pentru o deplasare maximă teoretică atât la supapă cât și la tachtet de,  $h=6$  [mm]. Unghiul de fază este,  $\varphi_u = \varphi_c = 65$  [grad]; Raza cercului de bază are valoarea,  $r_0=13$  [mm]. Pentru raza rolei s-a adoptat valoarea  $r_b=6$  [mm]. Excentricitatea ghidajului în raport cu centrul camei este,  $e=0$  [mm]. Un studiu dinamic arată că ce se câștigă la randament în una din faze (urcare sau coborâre) datorită excentricității,  $e$ , se pierde în faza cealaltă, astfel încât,  $e$ , poate regla o fază și în același timp o dereglează pe cealaltă. Iată un motiv serios ca valoarea adoptată a lui  $e$  să fie zero.

Randamentul mecanismului are o valoare ridicată (mai mare decât cea de la modulul clasic, C),  $\eta=10.5\%$ , dar mai redusă cu un procent comparativ cu legea sin.

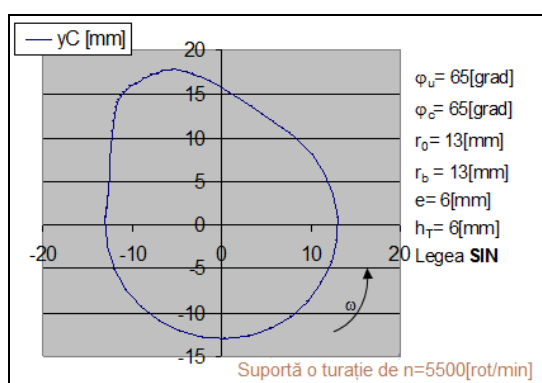


Fig. 6. Profil camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

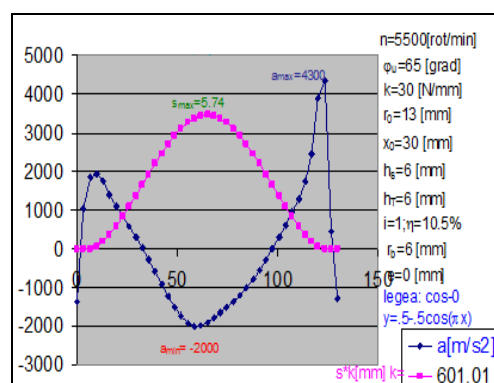


Fig. 7. Analiza dinamică la camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

Reglajele resortului sunt normale,  $k=30$  [N/mm] și  $x_0=30$  [mm]. Profilul COS (pentru modulul dinamic B), corespunzător diagramei dinamice din figura 7, este trasat în figura 8. Profilul de ridicare, sau de urcare, sau de atac, este cel din stânga, iar cel de revenire (sau coborâre), este situat în dreapta. Ca o primă observație aceste profiluri sunt mai rotunjite și mai pline, comparativ cu cele de la modulul clasic, C.

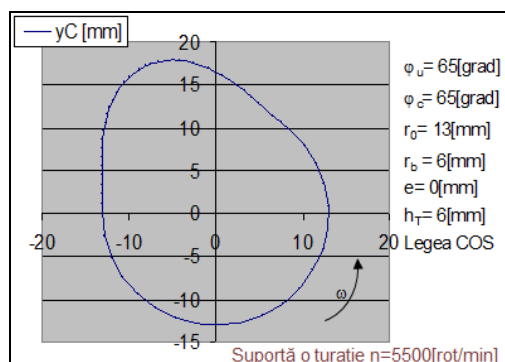


Fig. 8. Profil camă rotativă cu tchet translant cu rolă.

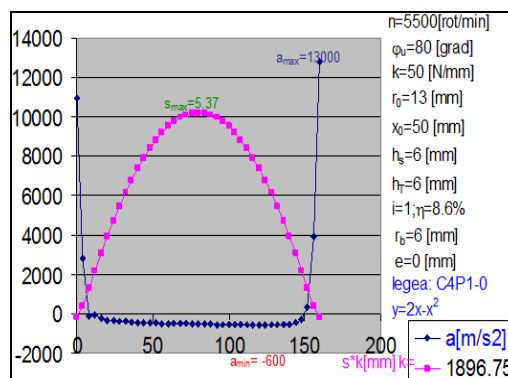


Fig. 9. Analiza dinamică la camă rotativă cu tchet

În figura 9 se analizează dinamic legea C4P, sintetizată de autori, pornind de la o turație  $n = 5500$  [rot/min].

Vârfurile negative ale accelerațiilor sunt foarte reduse (funcționare normală, cu zgomote și vibrații scăzute). Ridicarea efectivă (dinamică) a supapei este suficient de mare,  $s_{\max} = 5.37$  [mm], comparativ cu  $h_{\text{impuls}} = 6$  [mm]. Randamentul se păstrează în limite normale,  $\eta = 8.6\%$ .

## 5. Concluzii

Se poate vorbi în mod evident de un avantaj al tchetului cu rolă, sau bilă, (Modul B), față de tchetul clasic cu talpă, (Modul C).

Se pot obține așadar turații ridicate, dar și randamente superioare, cu ajutorul modului B.

Prin proiectarea și adaptarea unui astfel de mecanism de distribuție pe locomotivele Diesel Electrice de 2100 CP, se elimină în mare parte vibrațiile de la arborele ( arborii ) de distribuție, se obține un randament mai bun iar diagrama teoretică de funcționare a Motorului Diesel se apropie de cea ideală.

## 6. Bibliografie

- [1]. Abed, S. K. (2010), „European rail traffic management system-an overview”, International Conference on Energy, Power and Control (EPC-IQ), pages 173-180.
- [2]. Aziminejad, A., Lee, A.W. and Epelbaum, G., „Underground Communication: Radio Propagation Prediction for CBTC Data Communication Subsystem Design”, IEEE Vehicular Technology Magazine, Volume: 10, pages 71-79.
- [3]. Chaloo, R., Oladeinde, A., Yilmazer, N., Ozcelik, S. and Chaloo, L. (2012), „An overview and assessment of wireless technologies and co-existence of ZigBee, Bluetooth and Wi-Fi devices”, Procedia Computer Science, volume 12, pages 386-391.
- [4]. Țigăliu, M., Popovici, E. și Mihăilescu, N. (1963), *LOCOMOTIVE DIESEL – Construcția, calculul și reparația*, Editura Transporturilor și Telecomunicațiilor, Vol. I.
- [5]. Sebeșan, I. (2011), *Dinamica Vehiculelor Feroviare*, Editura MatrixRom, București.
- [6]. Bologa, O. și Hauk, N. (1999), *Mecanisme – teoria mecanismelor și dinamica mașinilor*, Volumul I, Teoria Mecanismelor, Editura Cephart, Brăila.
- [7]. Bologa, O. și Hauk, N. (1999), *Mecanisme – teoria mecanismelor și dinamica mașinilor*, Volumul II, Teoria Mecanismelor, Editura Cephart, Brăila.
- [8]. Drăghici, G. (1999), *Ingineria integrată a produselor*, Editura Eurobit, Timișoara, ISBN 973-96065-7-1.
- [9]. Bonta, D. (2003), *LOCOMOTIVA DIESEL ELECTRICĂ 060 DA de 2100 CP - Construcție, întreținere și exploatare*, Editura ASAB, București.



## STUDY ON THE CONSTRUCTION AND OPERATION OF EXOSKELETON EQUIPMENT

POPESCU Doina-Maria

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Consultanță în proiectarea sistemelor mecanice, Anul de studii: I, e-mail: [popescudoinamaria@gmail.com](mailto:popescudoinamaria@gmail.com)

Conducător științific: Conf.dr.ing. **Iulian TABĂRĂ**

*ABSTRACT: In this paper, I present some exoskeleton models that have developed since 1960 to the present day. I present types of medical systems, used on patients who have had accidents or neurological disorders. For these patients, the exoskeletons are enhancers of strength and precision of specific movements of man, and this helps a lot to recover muscle tone, and also for the return of self-confidence and mental comfort. Hardiman, the exoskeleton studied from 1960 to 1971, was stopped, although the goal was to increase a man's power 30 times, because it was difficult to control both because of the very high weight of 380 kg and the lack of accuracy. Exercises performed with passive type exoskeletons, strengthen muscles, while the use of active ones, involves a protection of the muscles by their total non-involvement in the activity. I studied the movement of the lower limb for genuflexions, and I did the simulation of a quadrilateral mechanism with arches in SolidWorks, assisted by Mr. Ion Murzac. Finally, I talk about the March VI project, participant in Cybathlon at Zurich.*

*CUVINTE CHEIE: exoschelet, cuplă de rotație, cuplă de translație, mecanism patrulater, articulații.*

### 1. Introducere

Exoscheletul este numit un cadru sau costum exterior, care permite unei persoane să facă acțiuni cu adevărat fantastice: ridicarea unor obiecte grele, alergare cu o viteză mai mare, efectuare de salturi uriașe, etc. Aceste sisteme mecanice, sunt proiectate cu obiectivele principale de a ajuta o persoană să efectueze acțiuni mortice cu precizie și forță mai mare decât cele specific potențialul fizic susținut de proprii mușchi. Exoscheletele sunt prevăzute cu senzori, care preiau impulsurile de la mușchi, pentru a controla mișcarea în direcția dorită și cu forța dorită. Exoscheletele sunt utilizate atât în domeniul medical cu scopul recuperării motorii ale pacienților ce au suferit diferite afecțiuni prin accidente fizice sau cerebrale, cât și în domeniul industrial sau militar, pentru a micșora efortul fizic necesar desfășurării anumitor activități fizice specific acestor domenii.

### 2. Descrierea unor tipuri de exoschelete

Primul Exoschelet a fost dezvoltat în comun de General Electric și Statele Unite în anii 60, numit Hardiman. Scopul era acela de a mări potențialul efortului fizic al unei persoane de cel puțin 30 de ori, astfel încât o persoană echipată cu acest exoschelet să poată ridica cel 1500 kg. A fost nepractic datorită masei sale semnificative de 680 kg (vezi figura 1). Proiectul nu a avut succes. Orice încercare de a folosi toate la intensitate maximă acest exoschelet, s-a încheiat cu o mișcare intensă necontrolată. Fiind un proiect ineficient, acesta a fost stopat în 1971. În urma acumulării de cunoștințe necesare și a avansării tehnologiei, s-a reușit realizarea primelor exoschelete pentru asistență de mers la Institutul Mihajlo Pupin Serbia, iar la începutul anilor '70 la Universitatea din Wisconsin-Madison din SUA. Printre primele exoschelete scoase pe piață, este exoscheletul Lokomat, care a fost lansat în 2001 și este utilizat în spitale și centre de reabilitare din întreaga lume.



Fig. 1. Exoscheletul Hardiman, 380 kg

Cercetările au continuat în vederea optimizării echilibrului gravitațional și realizarea unui design care să permită o greutate cât mai mică, pentru a putea fi mai ușor de manipulat.

Modele de exoschelete pentru echilibrarea gravitațională folosesc inteligent contragreutăți, arcuri și paralelograme auxiliare.

Matematic, echilibrarea gravitațională ar putea fi definită în diferite moduri și s-ar putea veni cu o metodă pentru fiecare definiție.

1) Echilibrarea gravitațională ar putea fi realizată prin fixarea centrului de masă al mecanismului, prin utilizarea unui mecanism de paralelogram (vezi figura 2) [1].



Fig. 2. Sistem exoschelet pasiv

2) S-ar putea realiza și făcând constantă energia potențială totală pentru toate configurațiile, prin utilizarea arcurilor în mecanism astfel încât suma energiei potențiale gravitaționale și a energiei potențiale să rămână constantă.

3) O altă modalitate este prin distribuție egală de masă în jurul suportului folosind contra-greutăți. Dispozitivul propus se încadrează în categoria exoschelete pasive.

4) Metoda de echilibrare a gravitației prin mecanismul plan cu arcuri împreună cu mecanismul paralelogram este o metodă hibridă care are avantajul că proiectarea ar putea fi utilizată pentru a echilibra

gravitația mecanismului în mai multe planuri (spatial). În situațiile terapeutice, terapeuții aplică adesea integral sau parțial sprijin la un membru afectat sau în unele cazuri la trunchi, pentru a ajuta la reducerea efectului gravitației asupra mișcării pacientului. Acest lucru este extrem de dificil de realizat în timpul unei activități dinamice precum mersul pe jos, unde greutatea piciorului poate crea probleme pentru pacientul ai cărui mușchi sunt slabi sau lipsiți de control neuromuscular datorat unei afecțiuni neurologice [2].

După studii, un prototip s-a fabricat din aluminiu astfel ca după aceea să fie efectuate experimente pentru a determina eficacitatea dispozitivului (vezi figura 3).



Fig. 3. Exoschelet mecanism patrulater cu arce

Un dispozitiv a fost dezvoltat folosind o metodă hibrid, care să poată echilibra greutatea piciorului într-o configurație totală, adică din punct de vedere tehnic, pune piciorul într-o stare de echilibru neutru. Împreună cu o bandă de alergare și deasupra capului sisteme de susținere prin cabluri s-a creat astfel, un bun dispozitiv de rehabilitare vezi (figura 4).

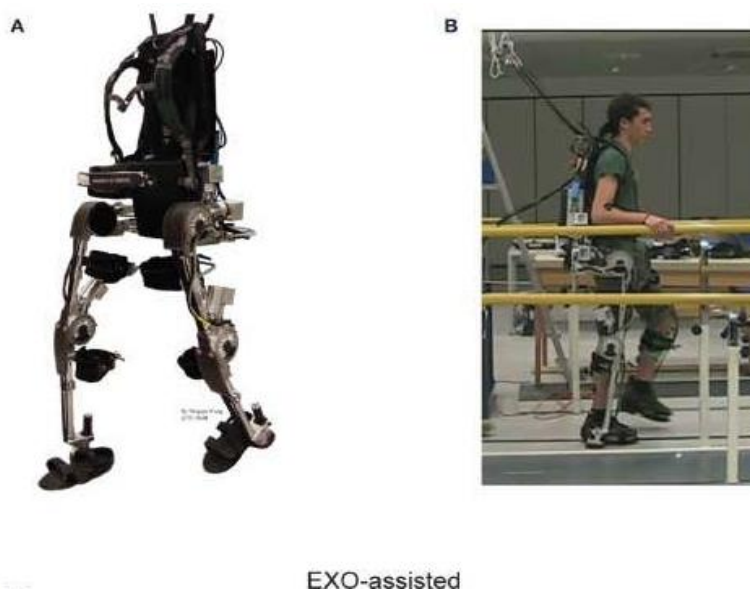


Fig. 4. Exoschelet asistat prin cabluri de susținere

### 3. Ecuatii

Simularea numerică a parametrilor cinematici de poziție în cazul efectuării de genoflexiuni (vezi figura 5), sunt:

$$\begin{cases} L = x_1 \cdot \sin \theta_h + x_2 \cdot \sin \theta_k \\ H = x_1 \cdot \cos \theta_h + x_2 \cdot \cos \theta_k \end{cases} \quad (1)$$

Consider  $L$ = lungimea pasului și  $H$  înălțimea la care se ridică punctul corespunzător articulației de la gleznă în efectuarea mișcării.

Rezolvând două sisteme cu necunoscutele  $\theta_h$  și  $L$  în două situații diferite, se pot analiza elementele mișcării.

Pentru sistemul  $S_1$  consider:

$$\theta_h = u - \text{necunoscută}, \theta_k = 90^\circ, x_1 = 0,45m, x_2 = 0,395m, H = 0m, L = \text{necunoscută} \quad (2)$$

Sistemul  $S_1$  devine:

$$\begin{cases} L = 0,45 \cdot \sin u + 0,395 \cdot \sin 90^\circ \\ 0 = 0,45 \cdot \cos u + 0,395 \cdot \cos 90^\circ \end{cases} \Rightarrow \cos u = 0 \Rightarrow u = 90^\circ, L = 0,845m \quad (3)$$

Pentru sistemul  $S_2$  consider:

$$\theta_h = u - \text{necunoscută}, \theta_k = 60^\circ, x_1 = 0,45m, x_2 = 0,395m, H = 0m, L = \text{necunoscută} \quad (4)$$

Sistemul  $S_2$  devine:

$$\begin{cases} L = 0,45 \cdot \sin u + 0,395 \cdot \sin 60^\circ \\ 0 = 0,45 \cdot \cos u + 0,395 \cdot \cos 60^\circ \end{cases} \Rightarrow \cos u = -0,438845, L = 0,74642263m \quad (5)$$

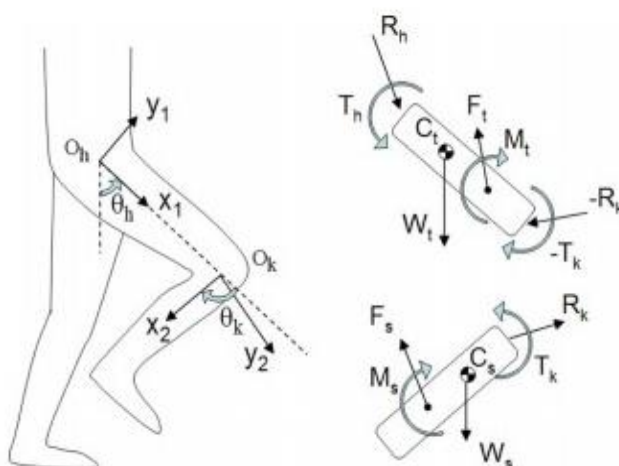


Fig. 5. Axele față de care se face analiza mișcării

#### 4. Aport personal

Am realizat modelarea în SolidWorks a prototipului patruleter din lemn cu prinderi în șiruburi și fixări cu șaibe (vezi figura 6).

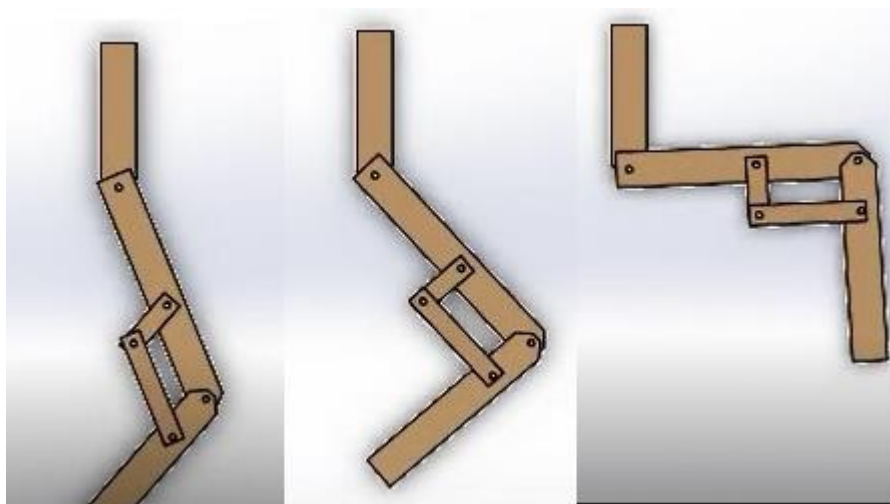


Fig. 6. Prototip mecanism patruleter din lemn

Am realizat prototip mecanism patruleter cu arcuri din aluminiu, cuple cu cilindru și rulmenți (vezi figura 7).

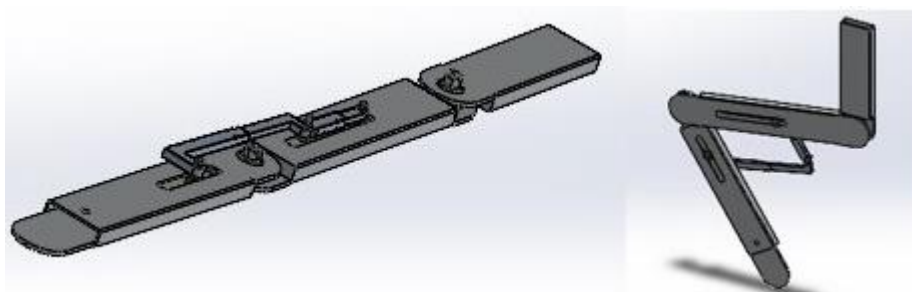


Fig. 7. Mecanism patruleter din aluminiu cu bile

#### 5. Stadiul actual

La momentul present, începând din 2016, se organizează în fiecare an la Zurich o expunere a noilor modele de exoschelete, care vin cu îmbunătățiri la modelele lor mai vechi, iar odată la patru ani, se organizează concursul CYBATHLON ETH. Ideea Cyathlon este ca Jocurile Olimpice, acesta va avea loc la fiecare 4 ani în Zurich. Între aceste competiții anuale cvadrimore există un spin-off anual. Competițiile anuale Cyathlon se organizează în fiecare an cu probe diferite, astfel că echipele sunt provocate să continue să inoveze modelul de exoschelet pentru a participa din nou anul următor. Proiectul MARCH este singura echipă participantă formată în întregime din studenți, iar la ediția 2016 a câștigat locul [4].

Cuplele cinematice ale exoscheletului sunt elementele care permit exoscheletului să se miște, similar cu mușchii corpului uman. Exoscheletul MARCH VI are opt articulații active (vezi figura 8), care sunt fiecare responsabile pentru mișcări diferite:

- două cuple în fiecare șold, de asemenea, numit Hip Abduction & Adduction (HAA) și Hip Flexion & Extension(HFE).
- câte o cuplă la fiecare genunchi, care permite genunchiului să se îndoaie Flexion Knee & Extension (KFE)
- câte o cuplă la fiecare glezna, care permite ca glezna dorsiflexie și flexie plantară, glezna Dorsi- & Plantarflexion(ADPF).

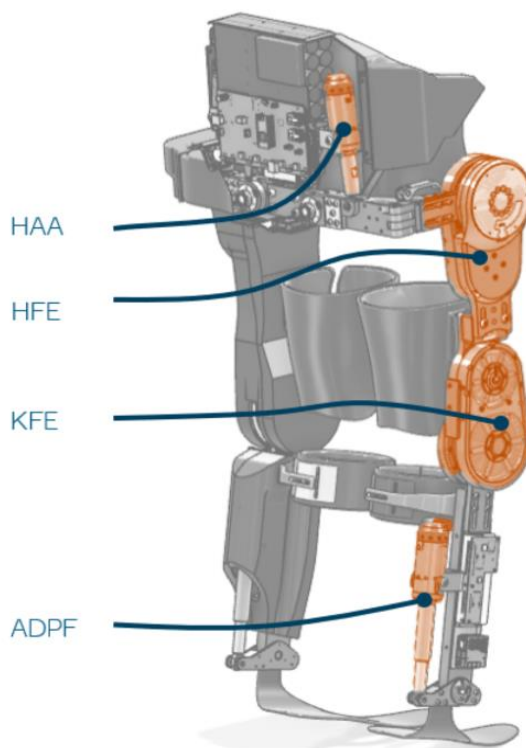


Fig. 8. Prototipul March VI, vedere de ansamblu a cuplelor

În proiectarea articulațiilor, au fost avute în vedere trei obiective cheie:

- siguranța pilotului, prin realizarea unui design robust și manipularea gamei de mișcare a îmbinărilor pilotului, pentru a nu roti un genunchi sau șoldul în toate direcțiile sau îndoi prea mult.
- crearea unui design care să permită o gamă de mișcări necesare pentru a obține un model de mers pe jos asemănător omului.
- estetica articulațiilor astfel ca acestea să fie solide și elegante. Îmbunătățirile față de celelalte modele din proiectul March a constat în re-proiectarea articulațiilor de rotație ale genunchiului și șoldului, efectuând calcule, realizând noul design, proiectarea modelului 3D și realizarea documentației tehnice.

Distingem două tipuri de cuple, de rotație (vezi figura 9) și de translație (vezi figura 10).

- actuatorii din cuplele de rotație conduc articulațiile HFE și KFE și realizează rotația genunchiului și a șoldului, permițându-le să se flexeze și să se extindă. Aceste cuple au fost proiectate pentru a le face mai puternice și mai subțiri.
- cuplele de translație conduc articulațiile HAA și ADPF. Actuatorul din cupla de translație HAA permite exoscheletului să facă un pas lateral, iar actuatorul din cupla de translație ADPF asigură gleznei să aibă dorsiflexie și flexie plantară. Actuatorii din cuplele de translație au fost aleși, deoarece nu a fost suficient spațiu și ambele articulații având un unghi mic de rotație, o articulație de rotație nu a fost deosebit de necesară.



Fig. 9. Cuplele de rotație și translație

## 6. Concluzii

Sistemele mecanice de tip exoschelet, reprezintă un domeniu de interes științific foarte mare, acestea fiind gândite ca amplificatoare ale forței și preciziei mișcărilor omului. La momentul actual, sunt foarte necesare pentru reabilitarea pacienților cu afecțiuni neurologice sau cu probleme locomotorii cauzate de accidente. Deasemenea, foarte multe tipuri de exoschelete sunt utilizate de muncitori care efectuează lucrări pentru care forța este amplificată cu ajutorul echipamentelor de tip exoschelet. În 2017 Ford testează un model de exoschelet, iar în 2018 extinde utilizarea în mai multe fabrici. Audi în 2018 achiziționează costume exoschelet pentru angajații fabricilor sale. Nu în ultimul rând, exoscheletele sunt extrem de utile în operațiuni militare precum și în acțiuni de explorare a spațiului cosmic, prin capacitatea de adaptare la gravitația specifică planetei pe care se dorește explorarea. Calitatea vieții umane este îmbunătățită pe foarte multe arii, datorită funcțiilor extraordinare pe care le au aceste sisteme robot.

## 7. Bibliografie

- [1]. Delft University of Technology, (2021, April), Project MARCH team 2021-2022, *Project MARCH team van komend academisch jaar*. Preluat în 2021 de pe <https://www.projectmarch.nl/en/march-vi-exoskeleton>
- [2]. Departamentul de Inginerie Mecanică, Universitatea din Deaware, Newark, De 19716, (2004, April 1), "A Gravity Balancing Leg Orthosis for Robotic Rehabilitation", (0.-7.-8.-3. ©. IEEE, Ed.) *International Conference on Robotics & Automation*, pp. 2474-2479.
- [3]. Sylos-Labini, F. (2014, June 16), "EMG patterns during assisted walking in the exoskeleton", *Frontiers in Human neuroscience*, 8(423), p. 12.
- [4]. Ienca, M. (2020, September 18), "Design etic în ingineria reabilitării și tehnologia sănătății", *Cyathlon ETH Zurich*. Preluat de pe <https://cyathlon.ethz.ch/en/projects-events/symposium>
- [5]. Agrawal, S. K. (2007, September 3), "Assessment of Motion of a Swing Leg and Gait Rehabilitation", *IEEE Transactions on neural systems and rehabilitation engineering*, pp. 410-419.

## FINITE DIFFERENCES IN THE STUDY OF MECHANISMS

CUMPĂNĂȘOIU Georgeta-Simona, BUDUȘAN Rareș-Voicu, CROITORU Simona,  
FLORESCU Andrei-George  
Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Modelarea și Simularea Sistemelor Mecanice Mobile,  
Anul de studii: V, e-mail: [simonageo74@yahoo.com](mailto:simonageo74@yahoo.com)

Conducător științific: Ș.l. dr. ing. **Liviu Marian UNGUREANU**, As. dr. ing. **Alexandra ROTARU**

*ABSTRACT: The study of computer-based mechanisms is based on the use of finite differences. The numerical derivation of the functions obtained in the analysis and synthesis of the mechanisms is much easier than the analytical derivation. Obtaining the elements of the functional matrix (Jacobian), corresponding to a system of nonlinear equations, with a large number of equations, is done only numerically. In this sense, finite differences are often used in numerical calculation. If a function is given in a table and it is required to calculate the derivative or integral of this function, formulas are used that use the finite differences.*

*CUVINTE CHEIE: diferențe finite, mecanisme, progresie, regresie*

### 1. Introducere

Studiul mecanismelor cu ajutorul calculatorului se bazează pe utilizarea diferențelor finite. Derivarea numerică a funcțiilor obținute în analiza și sinteza mecanismelor se face mult mai ușor decât derivarea analitică. Obținerea elementelor matricei funcționale (iacobianul), corespunzătoare unui sistem de ecuații neliniare, cu număr mare de ecuații, se face numai pe cale numerică.

În acest sens, diferențele finite sunt utilizate des în calculul numeric. În cazul în care o funcție este dată tabelar și se cere să se calculeze derivata sau integrala acestei funcții, se apelează la formule care folosesc diferențele finite. Chiar și funcțiile date analitic, dar ale căror expresii sunt foarte complicate, se derivează sau se integrează numeric. Majoritatea formulelor de aproximare a funcțiilor prin interpolare au la bază, de asemenea, diferențele finite. Unele metode de integrare a ecuațiilor diferențiale folosesc cu precădere diferențele finite.

### 2. Diferențe finite progresive (pozitive, la dreapta, înainte)

Fie  $f : [a, b] \rightarrow R$  și rețeaua de puncte (noduri)  $x_0, x_1, \dots, x_n$  presupuse echidistante, pasul  $h$  al rețelei fiind constant ( $h = x_{i+1} - x_i, i = \overline{0, n-1}$ ).

Expresia:

$$\Delta f(x) = f(x+h) - f(x), \quad (1)$$

poartă numele de diferență finită progresivă de ordinul întâi a funcției  $f(x)$  [1].

Diferența finită progresivă de ordinul doi este:

$$\begin{aligned} \Delta^2 f(x) &= \Delta(\Delta f(x)) = \Delta f(x+h) - \Delta f(x) = \\ &= f(x+2h) - 2f(x+h) + f(x) \end{aligned} \quad (2)$$

Procedând în mod analog, se găsește diferența finită progresivă de ordinul  $n$ , care are forma:



$$\begin{aligned} \Delta^n f(x) &= \Delta(\Delta^{n-1} f(x)) = \Delta^{n-1} f(x+h) - \Delta^{n-1} f(x) = \\ &= f(x+nh) - C_n^1 f(x+(n-1)h) + C_n^2 f(x+(n-2)h) + \dots + \\ &+ (-1)^k C_n^k f(x+(n-k)h) + \dots + (-1)^n f(x) \end{aligned} \quad (3)$$

Formula (2.3), de calcul a diferenței finite progresive de ordinul  $n$ , poate fi scrisă și sub formele:

$$\Delta^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k f(x+(n-k)h); \quad (4)$$

$$\Delta^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^{n-k} C_n^k f(x+kh). \quad (5)$$

Dacă funcția este dată numeric, adică se cunosc valorile  $y_0, y_1, \dots, y_n$  în nodurile  $x_0, x_1, \dots, x_n$ , atunci au loc relațiile:

$$\begin{aligned} \Delta y_i &= y_{i+1} - y_i; \\ \Delta^2 y_i &= y_{i+2} - 2y_{i+1} + y_i; \\ &\dots\dots\dots \end{aligned} \quad (6)$$

$$\Delta^n y_i = \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k y_{i+(n-k)}$$

În tabelul 1 se prezintă diferențele finite progresive pentru cinci noduri consecutive, începând cu nodul  $i$ .

**Tabelul 1. Diferențe finite progresive**

Nr. nod	$y$	$\Delta y$	$\Delta^2 y$	$\Delta^3 y$	$\Delta^4 y$
$i$	$y_i$	$\Delta y_i$	$\Delta^2 y_i$	$\Delta^3 y_i$	$\Delta^4 y_i$
$i+1$	$y_{i+1}$	$\Delta y_{i+1}$	$\Delta^2 y_{i+1}$	$\Delta^3 y_{i+1}$	
$i+2$	$y_{i+2}$	$\Delta y_{i+2}$	$\Delta^2 y_{i+2}$		
$i+3$	$y_{i+3}$	$\Delta y_{i+3}$			
$i+4$	$y_{i+4}$				

### 3. Diferențe finite regresive (negative, la stânga, înapoi)

Expresia:

$$\nabla f(x) = f(x) - f(x-h), \quad (7)$$

poartă numele de diferență finită regresivă de ordinul întâi a funcției  $f(x)$  [1].

Diferența finită regresivă de ordinul doi este:

$$\begin{aligned}\nabla^2 f(x) &= \nabla(\nabla f(x)) = \nabla f(x) - \nabla f(x-h) = \\ &= f(x) - 2f(x-h) + f(x-2h)\end{aligned}\tag{8}$$

Procedând în mod analog, se găsește diferența finită regresivă de ordinul  $n$ , care are forma:

$$\begin{aligned}\nabla^n f(x) &= \nabla(\nabla^{n-1} f(x)) = \nabla^{n-1} f(x) - \nabla^{n-1} f(x-h) = \\ &= f(x) - C_n^1 f(x-h) + C_n^2 f(x-2h) + \dots, \\ &+ (-1)^k C_n^k f(x-kh) + \dots, (-1)^n f(x-nh)\end{aligned}\tag{9}$$

Relația (3.3) poate fi scrisă și sub formele:

$$\nabla^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k f(x-kh);\tag{10}$$

$$\nabla^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^{n-k} C_n^k f(x-(n-k)h).\tag{11}$$

În cazul în care funcția este dată numeric, diferențele finite regresive sunt:

$$\begin{aligned}\nabla y_i &= y_i - y_{i-1}; \\ \nabla^2 y_i &= y_i - 2y_{i-1} + y_{i-2}; \\ &\dots\dots\dots \\ \nabla^n y_i &= \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k y_{i-(n-k)}\end{aligned}\tag{12}$$

În tabelul 2 se prezintă diferențele finite regresive pentru cinci noduri consecutive.

**Tabelul 2. Diferențe finite regresive**

Nr. nod	$y$	$\nabla y$	$\nabla^2 y$	$\nabla^3 y$	$\nabla^4 y$
$i-4$	$y_{i-4}$				
$i-3$	$y_{i-3}$	$\nabla y_{i-3}$			
$i-2$	$y_{i-2}$	$\nabla y_{i-2}$	$\nabla^2 y_{i-2}$		
$i-1$	$y_{i-1}$	$\nabla y_{i-1}$	$\nabla^2 y_{i-1}$	$\nabla^3 y_{i-1}$	
$i$	$y_i$	$\nabla y_i$	$\nabla^2 y_i$	$\nabla^3 y_i$	$\nabla^4 y_i$

#### 4. Diferențe finite centrale

Diferența finită centrală de ordinul unu a funcției  $f(x)$  are forma:

$$\delta f(x) = f(x+h) - f(x-h)\tag{13}$$

Diferența finită centrală de ordinul doi este:

$$\begin{aligned}\delta^2 f(x) &= \delta(\delta f(x)) = \delta f(x+h) - \delta f(x-h) = \\ &= f(x+2h) - 2f(x) + f(x-2h)\end{aligned}\tag{14}$$

În mod analog, se determină diferența finită centrală de ordinul  $n$ , care are forma:

$$\begin{aligned}\delta^n f(x) &= \delta(\delta^{n-1} f(x)) = \delta^{n-1} f(x+h) - \delta^{n-1} f(x-h) = \\ &= f(x+nh) - C_n^1 f(x+(n-2)h) + C_n^2 f(x+(n-4)h) + \dots + \\ &+ (-1)^k C_n^k f(x+(n-2k)h) + \dots + (-1)^n f(x-nh)\end{aligned}\quad (15)$$

Relația se scrie și sub formele:

$$\delta^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k f(x+(n-2k)h); \quad (16)$$

$$\delta^n f(x) = \sum_{k=0}^n (-1)^{n-k} C_n^k f(x+(2k-n)h). \quad (17)$$

În tabelul 3 se prezintă diferențele finite centrale pentru un număr de 7 noduri.

**Tabelul 3. Diferențe finite centrale**

Nr. nod	$y$	$\delta y$	$\delta^2 y$	$\delta^3 y$
$i-3$	$y_{i-3}$			
$i-2$	$y_{i-2}$	$\delta y_{i-2}$		
$i-1$	$y_{i-1}$	$\delta y_{i-1}$	$\delta^2 y_{i-1}$	
$i$	$y_i$	$\delta y_i$	$\delta^2 y_i$	$\delta^3 y_i$
$i+1$	$y_{i+1}$	$\delta y_{i+1}$	$\delta^2 y_{i+1}$	
$i+2$	$y_{i+2}$	$\delta y_{i+2}$		
$i+3$	$y_{i+3}$			

## 5. Folosirea diferențelor finite în sinteza unui mecanism director (care aproximează o curbă)

Se cere să se determine dimensiunile unui mecanism director [3], astfel încât punctul trasor  $T$  (Fig. 1) să traseze o dreaptă verticală.

Pentru scrierea ecuațiilor necesare sintezei mecanismului se folosește metoda contururilor [3]. Astfel, pe contururile independente  $ABCEA$  și  $ABFGA$ , precum și pe conturul deschis  $ABTA$  se scriu ecuațiile vectoriale:

$$\begin{aligned}\overline{AB} + \overline{BC} &= \overline{AE} + \overline{EC}; \\ \overline{AB} + \overline{BF} &= \overline{AG} + \overline{GF}; \\ \overline{AB} + \overline{BT} &= \overline{AT}.\end{aligned}\quad (18)$$

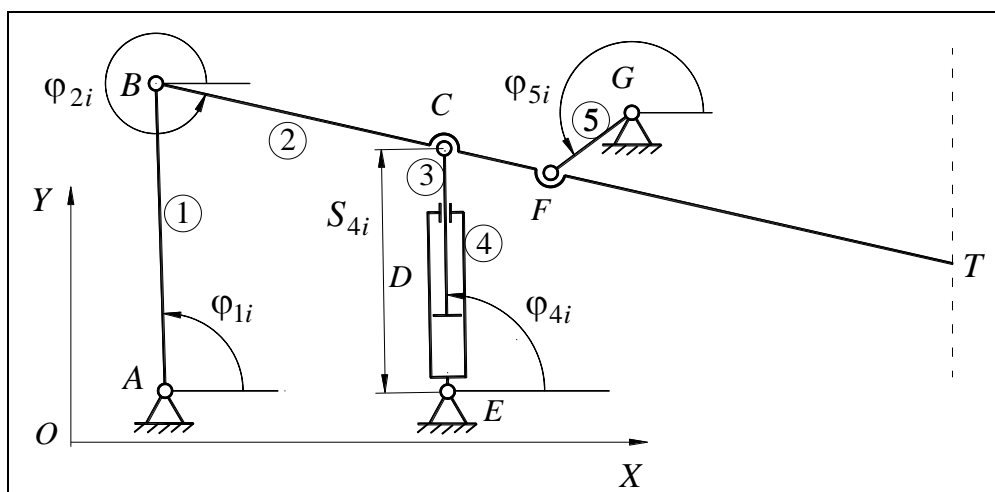


Fig. 1. Schema cinematică a mecanismului

Proiectând ecuațiile vectoriale (18) pe axele de coordonate ale sistemului  $OXY$ , se obțin ecuațiile scalare:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 XA + AB \cos \varphi_{1i} + BC \cos \varphi_{2i} - S_{4i} \cos \varphi_{4i} - XE = 0; \\
 YA + AB \sin \varphi_{1i} + BC \cos \varphi_{2i} - S_{4i} \sin \varphi_{4i} - YE = 0; \\
 XA + AB \cos \varphi_{1i} + BF \cos \varphi_{2i} - FG \cos \varphi_{5i} - XG = 0; \\
 YA + AB \sin \varphi_{1i} + BF \sin \varphi_{2i} - FG \sin \varphi_{5i} - YG = 0; \\
 XA + AB \cos \varphi_{1i} + BT \cos \varphi_{2i} - XT_i = 0; \\
 YA + AB \sin \varphi_{1i} + BT \sin \varphi_{2i} - YT_i = 0; \\
 i = \overline{1, p} .
 \end{array} \right. \quad (19)$$

În cadrul ecuațiilor (19) intervin atât mărimi constante, cât și mărimi variabile. Mărimile constante sunt:  $XA, YA, XE, YE, XG, YG, AB, BC, BF, FG, BT$ . Mărimile variabile sunt unghiurile  $\varphi_{1i}, \varphi_{2i}, \varphi_{4i}, \varphi_{5i}$  și variabila  $S_{4i}$ , din cupla de translație  $D$ , unde  $i = \overline{1, p}$ .

Din bilanțul ecuații-necunoscute,  $6p = 11 + 5p$ , rezultă  $p = 11$ , adică se pot impune 11 poziții ale punctului trasor  $T$ .

Ecuațiile (19) formează un sistem de 66 ecuații neliniare cu 66 de necunoscute, care se rezolvă printr-o metodă numerică adecvată (metoda Newton-Raphson, metoda gradientului etc.) [1].

Pentru exemplificare, se consideră:

$$XT_i = 2.352 \text{ [m]},$$

$$YT_i = 0.223 + 0.084(i - 1) \text{ [m]},$$

unde  $i = \overline{1, 11}$ .

Cu ajutorul ecuațiilor (19) se formează funcțiile sistemului de ecuații neliniare, și anume:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{1i} = XA + AB \cos \varphi_{1i} + BC \cos \varphi_{2i} - S_{4i} \cos \varphi_{4i} - XE; \\ f_{2i} = YA + AB \sin \varphi_{1i} + BC \cos \varphi_{2i} - S_{4i} \sin \varphi_{4i} - YE; \\ f_{3i} = XA + AB \cos \varphi_{1i} + BF \cos \varphi_{2i} - FG \cos \varphi_{5i} - XG; \\ f_{4i} = YA + AB \sin \varphi_{1i} + BF \sin \varphi_{2i} - FG \sin \varphi_{5i} - YG; \\ f_{5i} = XA + AB \cos \varphi_{1i} + BT \cos \varphi_{2i} - XT_i; \\ f_{6i} = YA + AB \sin \varphi_{1i} + BT \sin \varphi_{2i} - YT_i; \\ i = \overline{1, 11} . \end{array} \right. \quad (20)$$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (19) este necesară matricea funcțională, care este de forma:

Matricea funcțională a sistemului este:

$$W(x) = \left\| \begin{array}{cccc} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{array} \right\|, \quad (21)$$

cu  $n = 66$ .

Determinarea elementelor matricei funcționale (21) se face cu ajutorul diferențelor finite centrale, utilizate în formulele de derivare numerică, considerând un pas de derivare  $h$ .

Elementele matricei funcționale se determină cu ajutorul relației (5.5), după cum urmează:

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j} = \frac{f_i(x_1, x_2, \dots, x_{j-1}, x_j + h, x_{j+1}, \dots, x_n) - f_i(x_1, x_2, \dots, x_{j-1}, x_j - h, x_{j+1}, \dots, x_n)}{2h}, \quad (22)$$

$$i = \overline{1, n}, j = \overline{1, n}.$$

*Observație:* După cum se observă din relația (22), pentru determinarea elementului  $(i, j)$  al matricei funcționale a sistemului de ecuații neliniare se dă variație doar variabilei  $x_j$ , pe direcția corespunzătoare acesteia.

Folosind observația de mai sus, putem scrie *symbolic* elementele matricei funcționale a sistemului de ecuații neliniare (22), și anume:

$W(X) =$

$$\begin{vmatrix} \frac{f_1(x_1+h, x_2, \dots) - f_1(x_1-h, x_2, \dots)}{2h} & \frac{f_1(x_1, x_2+h, x_3, \dots) - f_1(x_1, x_2-h, x_3, \dots)}{2h} & \dots & \frac{f_1(x_1, x_2 \dots x_n+h) - f_1(x_1, x_2 \dots x_n-h)}{2h} \\ \frac{f_2(x_1+h, x_2, \dots) - f_2(x_1-h, x_2, \dots)}{2h} & \frac{f_2(x_1, x_2+h, x_3, \dots) - f_2(x_1, x_2-h, x_3, \dots)}{2h} & \dots & \frac{f_2(x_1, x_2 \dots x_n+h) - f_2(x_1, x_2 \dots x_n-h)}{2h} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \frac{f_n(x_1+h, x_2, \dots) - f_n(x_1-h, x_2, \dots)}{2h} & \frac{f_n(x_1, x_2+h, x_3, \dots) - f_n(x_1, x_2-h, x_3, \dots)}{2h} & \dots & \frac{f_n(x_1, x_2 \dots x_n+h) - f_n(x_1, x_2 \dots x_n-h)}{2h} \end{vmatrix} \quad (23)$$

unde:  $X = \|x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n\|^T, n=66.$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații neliniare, s-a folosit metoda gradientului.  
Rezultatele calculului sunt prezentate în tabelul 5.

**Tabel 5. Rezultate calcul**

X(1) = -0.024541	X(23) = -0.192416	X(45) = -2.533643
X(2) = -0.068565	X(24) = -0.157303	X(46) = -2.652160
X(3) = 0.596314	X(25) = -0.122363	X(47) = -2.764306
X(4) = -0.074623	X(26) = -0.087609	X(48) = -2.872104
X(5) = 0.684327	X(27) = -0.053034	X(49) = -2.977355
X(6) = 0.689304	X(28) = -0.018622	X(50) = -3.081635
X(7) = 0.760842	X(29) = 0.015657	X(51) = 3.096872
X(8) = 0.592803	X(30) = 0.049841	X(52) = 2.990576
X(9) = 0.590199	X(31) = 0.083981	X(53) = 2.881567
X(10) = 0.193309	X(32) = 0.118140	X(54) = 2.768893
X(11) = 2.451109	X(33) = 0.152395	X(55) = 2.651738
X(12) = 1.609207	X(34) = 1.674869	X(56) = 0.656529
X(13) = 1.629294	X(35) = 1.688938	X(57) = 0.677455
X(14) = 1.645042	X(36) = 1.698510	X(58) = 0.698134
X(15) = 1.656706	X(37) = 1.704236	X(59) = 0.718614
X(16) = 1.664467	X(38) = 1.706608	X(60) = 0.738945
X(17) = 1.668430	X(39) = 1.705987	X(61) = 0.759165
X(18) = 1.668634	X(40) = 1.702634	X(62) = 0.779305

X(19) = 1.665062	X(41) = 1.696729	X(63) = 0.799386
X(20) = 1.657645	X(42) = 1.688391	X(64) = 0.819417
X(21) = 1.646275	X(43) = 1.677693	X(65) = 0.839396
X(22) = 1.630800	X(44) = 1.664673	X(66) = 0.859305

Rezultatele din tabelul 4, obținute în urma rulării programului de calcul, au următoarele semnificații:

- valorile introduse în locațiile 1-11, ale tabloului X, reprezintă dimensiunile elementelor și pozițiile articulațiilor la bază, și anume:

$XA = X(1)$ ;  $YA = X(2)$ ;  $XE = X(3)$ ;  $YE = X(4)$ ;  $XG = X(5)$ ;  $YG = X(6)$ ;  $AB = X(7)$ ;  $BC = X(8)$ ;  $BF = X(9)$ ;  $FG = X(10)$ ;  $BT = X(11)$ .

- în locațiile 12-55, ale tabloului X, sunt introduse valorile unghiurilor  $\varphi_{1i}$ ,  $\varphi_{2i}$ ,  $\varphi_{4i}$  și  $\varphi_{5i}$ , unde  $i = \overline{1, 11}$ ;

- în locațiile 56-66, ale tabloului X, sunt introduse valorile distanțelor  $S_{4i}$ ,  $i = \overline{1, 11}$ , dintre articulațiile C și E ale cilindrului hidraulic.

## 6. Concluzii

În lucrare s-a făcut sinteza unui mecanism pentru aproximarea unei curbe date prin puncte. Pentru sinteza mecanismului s-au folosit diferite metode numerice de calcul, și anume: diferențele finite, derivarea numerică a funcțiilor și metodele numerice de rezolvare a sistemelor de ecuații neliniare. Ecuațiile necesare sintezei mecanismului cu bare articulate s-au obținut pe baza metodei contururilor (Chr. Pelecudi, fondatorul Școlii de Robotică din ROMANIA) [2].

## 7. Bibliografie

- [1]. Moise, V., Maican, E., Moise, Șt.I.,(2016) *Metode numerice. Aplicații în MATLAB*, Editura Bren, București.
- [2]. Pelecudi, Chr., (1975), *Precizia mecanismelor*, Editura Academiei RSR, București.
- [3]. Moise V., (2018) *Sinteza mecanismelor plane cu bare articulate. Aplicații în MATLAB*, Editura Bren, București.

# OPPORTUNITIES AND DISADVANTAGES OF THE TECHNICAL DISCIPLINE TEACHING SYSTEM IN THE ONLINE VERSION VERSUS FACE-TO-FACE TEACHING

MIHAI (LUPȘE) Cristina-Elena

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Consultanță în Proiectarea Sistemelor Mecanice, Anul de studii: VI, e-mail: [mihaicristina66@yahoo.com](mailto:mihaicristina66@yahoo.com)

Conducător științific: Șl. dr. ing. **Andrei DIMITRESCU**

*REZUMAT: The newest trend in education, known and appreciated as the most effective and desirable so far, is e-learning. Known as "e-learning" or, more recently, as "e-education", the concept of e-learning (or virtual) is represented by the interaction between the teaching-learning process and information technologies. E-learning is currently more than a concept, it is part of current education, tending to become more sought after through the time savings involved. E-learning means, in an unconsecrated definition, the chance of man to inform himself easily, quickly, in any field, not being conditioned by a physical support (paper books) or an intermediary (teacher). This concept allows the flexibility of the educational process to offer the widest range of e-books, tips, images and text.*

*CUVINTE CHEIE: discipline tehnice, predare online, predare față în față*

## 1. Introducere

Procesul de învățare definește oamenii la orice vârstă. Existența umană în sine este condiționată de învățare; pentru a supraviețui suntem nevoiți să învățăm: să cunoaștem mediul, să ne cunoaștem apropiații și, forma cea mai profundă, să ne autodepășim.

Dezvoltarea profesională și învățarea în modelul tradițional devin deja istorie. Nu există experți în clase, lucrurile se mișcă rapid, iar profesorii și elevii trebuie să facă echipă pentru crearea unui mediu de învățare prin utilizarea tehnologiilor moderne. Astăzi, cel mai bun și cel mai important canal de distribuție este cel online. Mediul online sprijină abilitățile secolului XXI precum colaborarea, comunicarea și creativitatea.

În întreaga lume, universitățile, colegiile și școlile trebuie să își pregătească profesorii pentru schimbare. Pe măsură ce cultura societății noastre se schimbă ca răspuns la inovațiile tehnologice, instituțiile și profesorii trebuie să se adapteze.

Oportunitățile de învățare online și utilizarea resurselor educaționale deschise și a altor tehnologii pot reduce costurile asociate cu materialele necesare instruirii și permit utilizarea mai eficientă a timpului profesorului.

Resursele online permit revoluționarea sistemului educațional, nu numai pentru că sunt convenabile și accesibile, ci pentru că permit ca întregul proces de predare și învățare să devină mai interesant și adaptat elevului digital. Astfel, se realizează o personalizare a învățării. Astăzi, elevii și profesorii beneficiază de resurse online gratuite și resurse online plătite. Fiecare elev preferă resurse diferite în funcție de subiectele de interes și de stilul de învățare. Profesorii și elevii doresc instrumente de bună calitate care să fie gratuite. Pentru a ajuta colegii să găsească cele mai bune resurse online care să le ușureze viața, prezint o listă de mai multe link-uri utile care oferă ceea ce au nevoie pentru o lecție bună

## 2. Stadiul actual

Astăzi, putem vorbi despre o învățare combinată care îmbină oportunitățile de învățare față în față cu oportunitățile de învățare online. Gradul în care are loc învățarea online și modul în care este integrată în curriculum pot varia în funcție de școli și abilitatea cadrului didactic de a se plia pe noile cerințe.



Strategia de combinare a învățării online cu instruirea școlară față în față este utilă pentru a adapta diversele stiluri de învățare ale cursanților și pentru a permite fiecărui cursant să studieze în ritmul propriu.

### **3. Învățarea prin Internet și Video Conferințe**

Învățarea prin Internet poate fi definită ca o formă de învățământ în care se prezintă studenților un conținut de instruire prin Internet. De aceea, condiția de bază impusă participanților în procesul de învățare este posedarea unui calculator și o conexiune la Internet.

Când vine vorba de a sprijini programa care se folosește în educația prin internet, de cele mai multe ori se folosesc așa-numitele instrumente de curs, care permit stocarea de conținut educațional pe un server Web, crearea de rețele de comunicare între participanții la procesul de educație, de învățare și de gestionare, permițând testarea independentă a cunoștințelor lor prin intermediul diferitelor teste.

Training-ul bazat pe Web și WBT-Web based training-ul se face pe baza publicării conținutului pentru învățarea pe site-ul instituției de învățământ. Avantajele acestei metode de distribuire de materiale didactice sunt următoarele: distribuirea mai rapidă, prin accesarea www cursanții pot intra în posesia materialelor didactice, este posibilă inserarea materialelor hiper mediatizate, serviciul poate fi folosit de către una sau mai multe persoane sau grupuri în același timp, posibilitatea de legare, multimedierea conținutului, ușurința de reînnoire și publicare a conținutului, posibilitatea administrării de acces, conținuturi interactive ș.a.m.d.

E-mailul este cea mai simplă formă de interacțiune asincronă și de cele mai multe ori este folosit doar ca un supliment pentru/pe lângă alte forme de comunicare. Avantajele prin e-mail: simplitate în utilizare, comunicarea este privată, permite suficient timp pentru reflecție și reacție la răspuns.

Listele de mail sunt un serviciu cu o formă similară de interacțiune. Avantajele și dezavantajele sunt aceleași ca și la e-mail, asigurând astfel utilizarea lor cu ușurință, adaptarea la lucru cu grupul, permite împărțirea studenților și a secțiilor în mai multe grupuri mici, fiecare grup fiind format din participanți cu caracteristici/specializări comune.

Forum-urile și listele online permit dezbateri deschise, se pot trimite întrebări, răspunsuri, se fac schimburi de opinii și impresii, este posibilă crearea unui nou topic, pentru grup, pe un subiect pe care Dvs. îl alegeți. Această metodă de comunicare permite ca fișierele de dimensiuni mari să nu se stocheze pe unitățile noastre, permit învățarea prin duplicare/copiere, uz de transfer de fișiere pentru transferarea materialelor de curs și formarea tabelor pentru comunicarea cu profesorul.

Internet relay chat (IRC) este o comunicare sincronă bazată pe mesaje text prin Internet sau Intranet în timp real și permite conectarea studenților cu cunoștințe aproximativ egale, evaluarea obiectivă a unui conținut și posibilitatea de recuperare a unei informații omise.

Aplicațiile divizate (Whiteboards) sunt o modalitate de interacțiune sincronă, în care studenții participă lucrând în echipă pe aplicația software. Există două moduri de folosire a aplicației distribuite/divizate: ca un mijloc de a învăța cum să utilizați aplicația în sine dar și pentru învățarea de concepte și competențe. Avantajele acestui mod de interacțiune sunt simularea realității și încurajarea învățării în grup.

Învățarea electronică nu semnifică doar portaluri educaționale, ea presupune învățarea pe tot parcursul vieții - cunoscutul „life long learning”. Desigur, cea mai consacrată formă a învățământului electronic este cea instituționalizată, în special sub denumirea de învățământ la distanță, dar și instruire asistată pe calculator, instruire prin multimedia.

E-learning câștigă teren în fiecare zi prin punerea în aplicare a noilor tehnologii în formare. Posibilitatea de a ne conecta prin intermediul unui site web pentru a dobândi cunoștințe noi pe linia de îndrumare de la oameni care sunt, uneori, la sute de kilometri distanță și a învăța aproape complet aspectul acestor conținutului în timp real, permite dobândirea de noi cunoștințe fără stresul de zi cu zi.

### **4. Avantajele și dezavantajele utilizării platformelor eLearning pentru activitatea de învățare și evaluare**

O platformă e-learning este un set integrat de servicii interactive online, care oferă profesorilor, elevilor, părinților și altor persoane implicate în educație, informații, instrumente și resurse pentru a sprijini și a spori livrarea și managementul educațional.

Principalele caracteristici ale platformelor de e-learning sunt:

- Autentificare
- Generarea de conținut
- Vizualizarea conținutului
- Diferite medii cu un profesor / tutore
- Efectuarea de activități, cum ar fi sarcini, grupuri de lucru
- Raportul activităților întreprinse de către elev
- Instrumentele de evaluare

Platformele de e-learning permit două moduri de învățare:

- sincronă, în care instructorul controlează lecția în întregime, creând, coordonând, adaptând și monitorizând mediul educațional
- asincronă, ceea ce implică studiu în ritmul personal al cursanților, proiecte de colaborare și învățare la distanță.

Având la bază tehnologiile e-Learning (multimedia), platformele eLearning au o serie de avantaje, precum:

- Accesul la cunoștințe, în orice moment și din orice locație
- Centrare pe elev/participant
- Elevii pot colabora și învăța împreună
- Favorizează creativitatea și descoperirea de noi interpretări
- Permite accesul la noile competențe cerute de viața modernă
- Profesorul se poate adresa unui număr mult mai mare de elevi decât în învățământul tradițional

- Materialele pot fi personalizate
- Posibilitatea modificării informației difuzate
- Accesibilitate, confort, flexibilitate
- Interacțiunea cu profesorul este liberă, fără constrângeri
- Elevul poate învăța în ritmul lui propriu
- Elevul poate beneficia de feedback rapid și permanent
- Costuri reduse de distribuție a materialelor
- Învățământul online este organizat pe subiecte, nu pe grupe de vârstă
- Învățământul electronic este mai puțin stresant decât cel tradițional
- Posibilitatea de a măsura eficacitatea programului prin urmărirea numărului de download-uri efectuate de către elevi

• Capacitate mare de stocare, Internetul are o capacitate mult mai mare de stocare a informației comparativ cu locațiile fizice sau hard discurile individuale

- Permite interacțiune sincronă și asincronă între profesor și elevi

Dintre dezavantajele create de instruirea online amintim:

- Pregătirea unui curs online este mai costisitoare decât pregătirea unui curs tradițional
- Lipsa unor resurse tehnologice performante și a unor conexiuni optime la rețea, de joasă performanță în ceea ce privește sunetul, imaginile și anumite grafice

• Apar unele probleme legate de contactul face-to-face, esențial de multe ori pentru socializare

- Nu orice curs poate fi livrat prin intermediul platformelor eLearning
- Necesitatea experienței elevilor în domeniul calculatoarelor
- Elevii trebuie să fie extrem de motivați pentru a participa la cursurile online
- Posibilitatea apariției, pe plan uman, a reducerii capacității de exprimare verbală a examenatului, însoțită de o pierdere a capacităților de prezentare-argumentare-contraargumentare și

accentuarea gradului de dezumanizare, paradoxal chiar în condițiile în care tehnica și tehnologia au deschis noi drumuri și au oferit noi instrumente și tehnici pentru comunicarea interumană.

Observând numărul mult mai mare de avantaje decât al dezavantajelor, putem spune că utilizarea platformelor eLearning este o oportunitate oferită celor care doresc să obțină o formare continuă. Ea nu exclude educația clasică, în care sunt utilizate obiecte reale ca sursă de informare ci îi adaugă resursele virtuale. Este indicată o îmbinare între metodele clasice de învățare și evaluare și a celor eLearning pentru a obține performanțe în ceea ce privește dezvoltarea competențelor elevilor.

## 5. Aplicarea conceptelor eLearning

Când vine vorba de studiu individual, de cele mai multe ori ne vine în minte aceeași imagine: un elev excedat de toate sarcinile pe care le are de îndeplinit, cu privirea pierdută către un teanc intimidant de cărți, culegeri, caiete, manuale sau gazete matematice.

Pasionați de gadget-uri smart, aplicații interesante sau jocuri online spectaculoase, adolescenții rezonează destul de greu cu vechile metode de învățare. Din fericire, dezvoltarea tehnologiei a presupus și dezvoltarea unor produse educaționale create în acord perfect cu noile generații de elevi ai erei digitale.

Platformele eLearning pot fi utilizate oricând, oferă filmulețe explicative foarte utile, probleme rezolvate în pași, exerciții cu grade diferite de dificultate și posibilitatea de testare pe noțiuni – iată doar câteva dintre motivele pentru care tot mai mulți elevi de gimnaziu descoperă eficiența platformelor online de învățare, așa cum este și examenultau.ro (vezi figura 1). Aceste metode educaționale alternative completează în mod firesc studiul la clasă susținut de profesori și îi încurajează pe elevi să aibă o atitudine pozitivă față de învățare.

### Pregătire Matematică

Aici găsești lista capitolelor din care pot apărea subiecte la Evaluarea Națională. În fiecare din acestea vei găsi filme din care poți învăța, exerciții rezolvate și teste de evaluare.

Capitole

Filtrează

După clase:

Clasa a V-a  
 Clasa a VI-a  
 Clasa a VII-a  
 Clasa a VIII-a

După subiecte:

Subiect I  
 Subiect II  
 Subiect III

 ACTUALIZAT 2021 Clasa: VI; Sub: I	 ACTUALIZAT 2021 Clasa: VI; Sub: II	 Clasa: VIII; Sub: I, III	 ACTUALIZAT 2021 Clasa: VI; Sub: I	 Clasa: V; Sub: I, II
Rapoarte și proporții	Noțiuni fundamentale de geometrie plană	Mulțimi. Numere	Divizibilitatea numerelor naturale	Frații
 Clasa: VII; Sub: I	 Clasa: VII; Sub: I, II	 Clasa: VII; Sub: I, II	 Clasa: VII; Sub: I, II	 Clasa: VIII; Sub: I, II
Probleme de organizare a datelor în tabele/diagrame	Numere reale	Operații cu numere reale	Radicali	Intervale de numere reale

Fig. 1. Model de interconectare pe platforma examenultau.ro

Accesând produsul educațional ExamenulTau.ro, adolescenții găsesc lecții video sau filme de predare pe care le pot urmări de câte ori vor, pot lucra atunci când au timp și se pot testa fără probleme pentru a-și cunoaște exact nivelul de cunoștințe fie la Limba Română, fie la Matematică.

Deși vine în completarea învățării clasice, de la școală, învățarea online are câteva beneficii indubitabile. În cazul platformei electronice, informațiile sunt accesibile oricând, elevii putând accesa acest produs educațional online atunci când au timp. În plus, filmele de predare pot fi vizualizate de câte ori este nevoie, fie că elevii vor să se pregătească pentru temele zilnice, fie pentru teze sau Evaluarea Națională.

Un alt beneficiu al utilizării platformelor eLearning pentru elevii din clasele terminale care se pregătesc pentru examenul de bacalaureat este accesarea mai mult sau mai puțin gratuită a unor teste similare cu cele de la examen așa cum este prezentată și platforma ebacalaureat.ro în figura 2:



Fig. 2. Model de interconectare pe platforma ebacalaureat.ro

Alte variante de platforme de testare generează și o clasificare grupată a rezultatelor fiecărui test rezolvat integral așa cum se poate observa în figura 3:

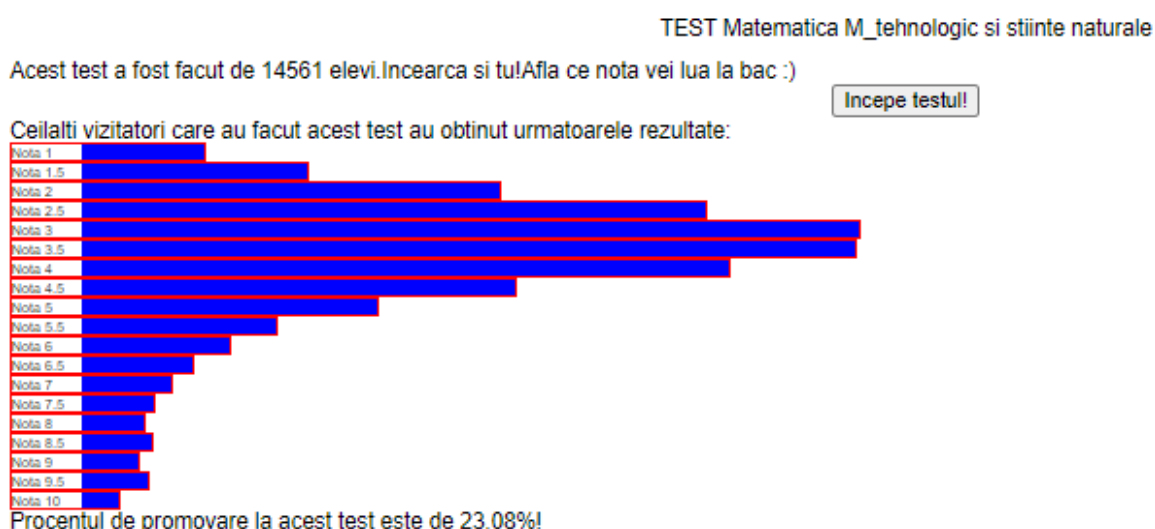


Fig. 3. Model de interconectare pe platforma variante-mate.ro

De asemenea, utilizând alte platforme se pot genera o serie de chestionare de evaluare cu moduri diferite de dificultate.

Un element extrem de important îl constituie testele pentru învățământul profesional și tehnic care au o foarte bună bază materiale pe platformele de profil. Fiind structurate pe clase de studiu, acestea nu numai că fac o testare în timp real a elevului ci fac și o sedimentare a cunoștințelor acumulate de acesta. Un astfel de portal este și didactica.ro.

Fig. 4. Model de interconectare pe platforma didactica.ro

## 6. Avantaje și dezavantaje

Privind cum învățarea este eficientizată prin folosirea internetului, putem enumera mai multe avantaje, însă putem să observăm și unele dezavantaje.

### Avantaje:

1. distribuirea rapidă a materialelor didactice

Profesorii sau administratorii pot transmite foarte repede, oricând, oriunde și oricui informațiile pe care le dorește. Astfel nu mai este nevoie de sincronizarea persoanelor pentru a se întâlni fizic și nimeni nu va pierde nimic pentru că informațiile rămân online.

2. elevii/ studenții intră în posesia materialelor printr-o simplă accesare

Orice persoană din grupul țintă are acces la toate informațiile, oriunde și oricând.

3. existența conținuturilor multimedia

Prin internet pot fi transmise și imagini, videoclipuri, fișiere și orice fel de materiale virtuale care întotdeauna au eficientizat învățarea.

4. conținuturile pot fi șterse, corectate sau actualizate cu ușurință

Dacă distribuitorul își dă seama că a transmis o informație greșit sau poate dorește să o actualizeze, el poate face acest lucru oriunde și oricând. De asemenea, orice document poate fi editat și reeditat, astfel corectarea nu mai produce dificultăți.

5. serviciu folosit de una sau mai multe persoane, crearea grupurilor

Informațiile pot fi îndreptate spre o persoană sau către mai multe în același timp în mod individual sau se pot crea grupuri în care utilizatorii pot să comunice.

6. folosirea conținuturilor interactive, existența feed-back-ului

Fiind existente grupurile, membrii pot face schimb de experiențe, păreri sau informații. De asemenea, ei pot primi feed-back în timp real, chiar rapid de la administratorul grupului sau de la colegi. Astfel există și interacțiune virtuală și nu numai învățare individuală.

Modulul: **Transmisii mecanice și mecanisme**

Elev: .....

Clasa a XI-a zi/ a XII-a seară

### TEST DE EVALUARE SUMATIVĂ

**Subiectul I.**

**Total: 30 puncte**

A. Alegeți răspunsul corect:

10p

1. Transmisia prin lanț se utilizează la:
  - a. ambreiaje;
  - b. transportoare cu bandă;
  - c. cutia de viteze la autoturisme ;
  - d. antrenarea arborilor din cadrul mecanismului de distribuție a motoarelor termice.
2. Constituie dezavantaj al transmisiilor prin fricțiune :
  - a. sunt simple ;
  - b. cost relativ redus ;
  - c. necesită forțe de apăsare mari ;
  - d. asigură protecția transmisiei în cazul apariției unor suprasarcini în funcționare.
3. În figura alăturată este reprezentat un:
  - a. angrenaj conic ;
  - b. transmisie cu cremalieră ;
  - c. angrenaj melc-roată melcată ;
  - d. transmisie cu roți necirculară.

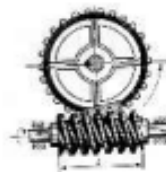


Fig. 5. Extras dintr-un test de evaluare a cunoștințelor postat pe platforma didactica.ro

#### Limite și dificultăți / Dezavantaje

1. dificultăți în utilizarea tehnologiei

Tehnologia avansează zi de zi și nu toate persoanele sunt la zi cu noutățile. De aceea de multe ori sunt întâmpinate probleme de utilizare și de accesare a informațiilor sau de realizare a unor proiecte sau teme. De asemenea sunt întâlnite situații de confuzie și dezorientare, de unde apare și lipsa de motivație.

2. lipsa comunicării reale/ fizice

Când învățarea se mută integral în sistemul online există și problema captării atenției grupului de elevi care de multe ori poate fi un element dificil

## 7. Concluzii

S-au putut expune cateva idei, însă cu toții știm că internetul este foarte util în învățare, atât a celor mici, cât și a celor mari. Pentru cei mici tehnologia este atractivă, iar pentru cei mari trebuie să existe o motivație puternică pentru a o utiliza în mod eficient.

Pot fi numite situații limită cazurile în care o persoană este într-un anumit context în care nu poate avea acces la internet sau nu își permite acest lucru. Din acest motiv, se poate întâmpla să piardă o anumită informație care îi era utilă în acel moment, dar pe care nu o poate accesa pe loc. Aceste situații de criză chiar nu pot fi controlate.

Multe platforme digitale care facilitează învățarea online permit profesorilor să salveze informația cu ușurință și să o poată accesa ori de câte ori se conectează. Acest tip de organizare automată permite profesorului să-și concentreze timpul asupra aspectelor muncii care necesită mai multă atenție, precum planificarea lecțiilor și comunicarea cu elevii/studentii lor. Unele platforme ajută chiar la notarea activității studentului - acesta este un beneficiu evident și extrem de eficient, deoarece mulți profesori consideră că petrec o cantitate mare de timp pentru a da note, ceea ce îi poate lăsa să se simtă epuizați după o zi de lecții.

## 8. Bibliografie

- [1]. Gibbs G. (1992), *Improving the quality of student learning*, Technical and Educational Services Ltd, Oxford.
- [2]. Șoitu L. și Cherciu R.D. (anul), *Strategii educaționale centrate pe elev*, Editura Alpha, București.
- [3]. Carroll W.M. (2006), "Using worked examples as an introductory support in the algebra classroom", în: *Journal of Educational Psychology* no 83, pp 360-367, Editură Elsevier.
- [4]. <https://www.didactic.ro/materiale-didactice/test-de-evaluare-mecanic-auto> - pagină accesată mai 2021
- [5]. <https://www.ebacalaureat.ro/teste-online/> - pagină accesată în mai 2021
- [6]. <https://www.didactic.ro/premium/evaluarea-formativa-online/4-episoade-de-5-minute/1-beneficiile-evaluarii-formative-online#> - pagină accesată în mai 2021

## THE DESIGN, MODELING AND ASSEMBLY OF A BRIDGE STRUCTURE MADE OF WOOD STICKS

ZENCENCO Emanuel-Eduard

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Robotică, Anul de studii: III,  
e-mail: eduardzencenco@gmail.com

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Gabriel JIGA**

The purpose of my presentation is to make a comparative study between the numerical results offered by the Ansys software and the ones obtained by making an experimental structure designed and made by me.

*CUVINTE CHEIE: CATIA V5, Ansys, triade, deformație, tensiune*

### 1. Introducere

Din dorința de a-mi fructifica cunoștințele dobândite în cadrul disciplinei Rezistența Materialelor 1 și 2 am decis să realizez o temă de cercetare, proiectare și realizare referitoare la structurile de rezistență în cadrul cărora sunt folosite triadele.

### 2. Stadiul actual

Utilizarea triunghiului ca formă geometrică pentru baza de proiectare și construcție a structurilor datează de sute de ani, iar folosirea elementelor triunghiulare, ca soluție de proiectare structurală, a început în secolul XIX și continuă până în ziua de azi.



a



b

Fig. 1 – a Podul de flori de pe Prut, b Podul din Brooklyn



### 3. Elementele structurale ale unui pod

O grindă este alcătuită dintr-un cadru format din mai multe elemente structurale de forma triunghiulară. Triunghiul de baza este alcătuit din trei bare articulate în capete. Un triunghi pe cont propriu ar putea fi considerat o grindă simplă, dar cele mai multe structuri sunt compuse din mai multe triunghiuri conectate.

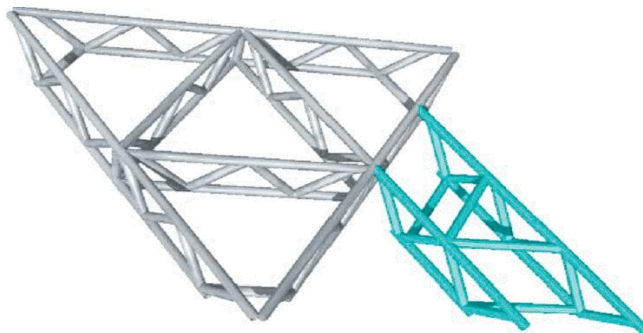


Fig. 2 - Exemplu de triade

Triada reprezintă un grup de trei elemente care formează împreună o unitate structurală.

### 4. Modelarea si asamblarea structurii

Pentru început a trebuit să realizez modelul 3D într-un software de proiectare asistată de calculator, pentru care am ales CatiaV5. Structurile cu elemente triunghiulare sunt realizate în mai multe versiuni: cu triunghiuri isoscele sau echilaterale. În urma parcurgerii unor notiuni introductive de elemente finite am înțeles ca structurile care se apropie de triunghiul echilateral ofera erori cat mai mici. Primul pas a fost acela de a modela bețișoarele din lemn cu ajutorul carora am realizat structura fizică.

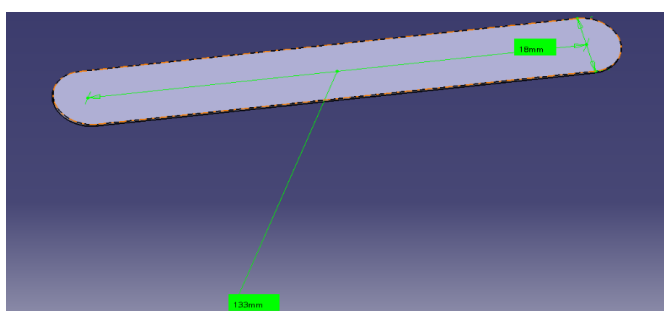


Fig. 3 - Modelarea unui bețișor din lemn

Cel de-al doilea pas a fost acela de a asambla mai multe elemente (bețișoare) pentru a forma structura de rezistență a podului.

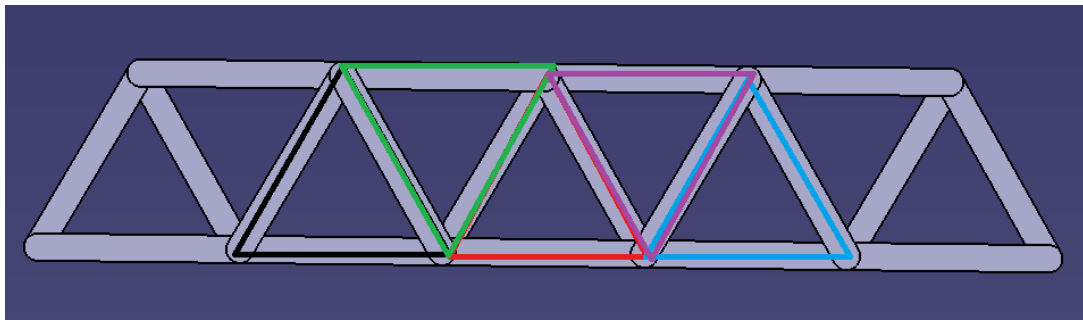


Fig. 4 - Modelarea partii laterale a structurii

Cel de-al treilea pas a fost acela de a realiza o structura simetrica și de a o uni cu cea initiala prin elemente de legatura.

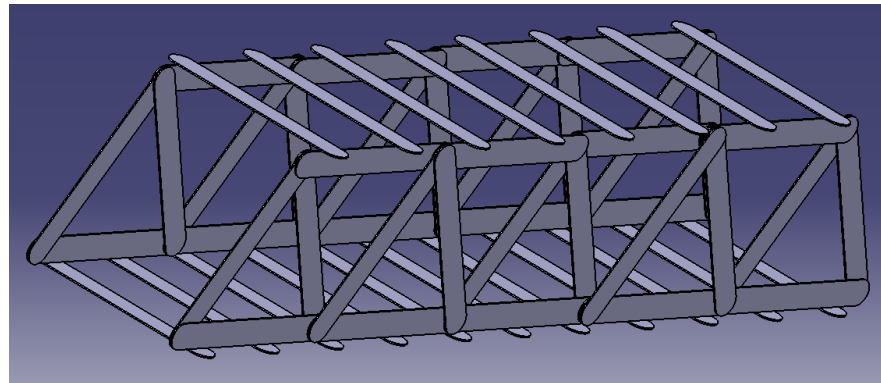


Fig. 5 - Modelarea structurii de ansamblu

Pentru a testa structura într-un mediu digital am folosit modulul Static Structural din Ansys.

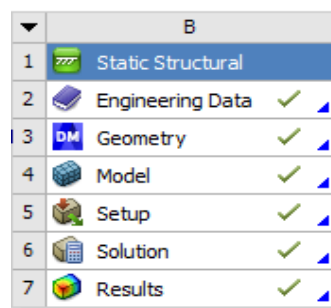


Fig. 6 - Arborele din Workbench-ul Ansys

Primul pas care trebuie făcut pentru o analiza de acest tip este definirea materialelor din care sunt confecționate elementele prezente în structura și implicit proprietățile lor fizice.

Acest lucru poate fi făcut în două moduri:

- 1) Alegerea unor materiale predefinite din librăria Ansys;
- 2) Definirea altor materiale în cazul în care se dorește o precizie mai bună a rezultatelor.

Am ales varianta 1), dar am făcut mici modificări.

Datorită faptului că pe cutia de bețișoare nu scrie nici tipul lemnului nici proprietățile fizice ale acestuia, am decis să introduc valorile maxime pentru densitate și proprietățile fizice ale unui lemn moale și anume  $800 \text{ kg/m}^3$ .

Coeficientul de dilatare termică a rămas standard deoarece cercetarea mea va avea loc la o temperatură constantă de  $28^\circ\text{C}$ .

Modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young) l-am ales ca fiind  $12500 \text{ MPa}$ , standard pentru lemn, iar coeficientul lui Poisson  $\nu = 0,3$ . Celelalte constante elastice au fost calculate automat.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	$\text{kg m}^{-3}$		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05	$\text{C}^{-1}$		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's ...			
8	Young's Modulus	$2\text{E}+11$	Pa		
9	Poisson's Ratio	0.3			
10	Bulk Modulus	$1.6667\text{E}+11$	Pa		
11	Shear Modulus	$7.6923\text{E}+10$	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	$2.5\text{E}+08$	Pa		
25	Compressive Yield Strength	$2.5\text{E}+08$	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	$4.6\text{E}+08$	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Fig. 7 - Alegerea proprietatilor de material

Pasul următor este reprezentat de definirea tipurilor de rezeme ale structurii și definirea tipurilor, localizarea și marimilor forțelor aplicate. Pentru această cercetare am ales ca structura să fie cât mai asemănătoare cu cele existente în realitate din punct de vedere al modului de rezemare și anume, un capăt al structurii să fie rezemat, iar în celălalt capăt să fie articulată. În practică se face acest lucru pentru a permite deplasarea unui capăt pe direcție transversală pentru a servi unor deformații elastice în cazul încovoierii sau dilatării termice.

Programul Ansys oferă posibilitatea modelării structurii în cadrul modulului “Model”, dar datorită faptului că proiectarea a fost realizată în CatiaV5, modelul în format STEP va fi adăugat în modulul “Geometry”.

În partea stângă a structurii, pe al doilea bețișor am definit un reazem simplu. Fiind o structură tridimensională, am definit ca translațiile pe axele X și Y și rotațiile în jurul axelor Y și Z să fie nule. În partea dreaptă a structurii, simetric față de un plan imaginar generat de axele XY ale sistemului de axe de referință, am definit ca translațiile pe toate axele și rotațiile pe axele Y și Z să fie nule.

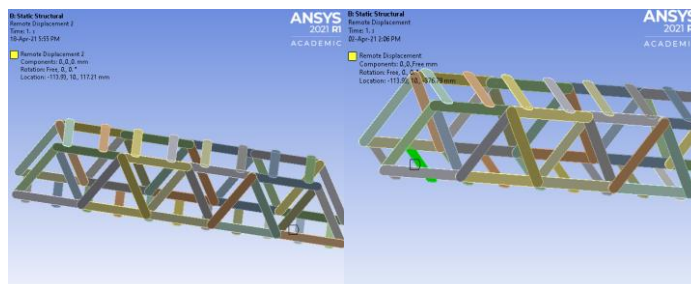


Fig. 8 - Definirea tipurilor de rezemare

Inițial, structura a fost încercată la două nivele de forță diferite și anume: de 20 N, de 40N pentru a se vedea dacă aceasta rezistă. În final, atât în modelarea numerică precum și în cea experimentală s-a aplicat o forță de 100 N, echivalentă unui bidon de 10 litri umplut cu apă. Astfel, am aplicat pe cele două bețișoare din mijloc două presiuni egale și în același sens de  $2 \cdot 10^{-2}$  MPa.

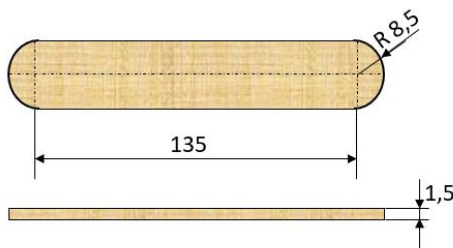


Fig. 9 - Cotele de gabarit ale unui bețișor

$$p = \frac{F}{S} = \frac{50}{135 \cdot 17 + \pi \cdot 8.5} = 1.982 \cdot 10^{-2} \text{ MPa} \quad (1)$$

## 5. Rezultate obținute

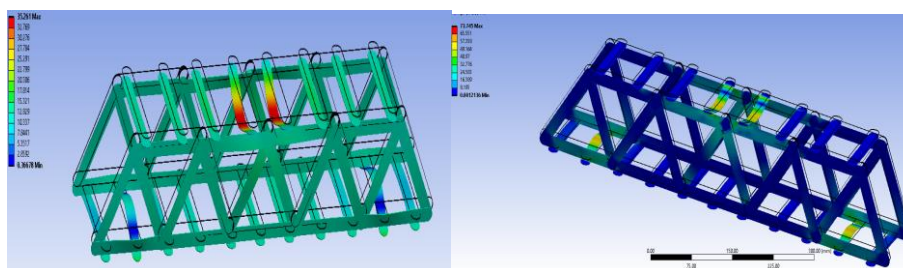


Fig. 10 - Distribuția deformației totale și a tensiunilor echivalente von-Mises a structurii corespunzătoare unei forțe de 100 N

## 6. Secvențe din timpul realizării și încercării structurii de pod



Fig. 11 - Secvențe din timpul realizării structurii de pod

Se poate observa că săgeata obținută în cazul testării structurii (18.5 mm) este ușor diferită de valoarea obținută în același punct în Ansys (17.814 mm). Eroarea totală poate fi explicată prin următoarea formulă:

$$\Delta_{total} = \Delta_{masa\ bidon} + \Delta_{parametri\ fizici} + \Delta_{aparat\ de\ masura} \quad (2)$$

## 7. Concluzii

Studiul prezentat atestă faptul că chiar și cu ajutorul unor materiale comune (bețișoare din lemn) pot fi realizate structuri ușoare și rezistente, utilizând elementele structural de tip triadă. Erorile obținute în urma încercărilor experimentale precum și cele rezultate în urma modelării structurii cu elemente finite au condus la rezultate remarcabile (eroari de maximum 3,7%). Această lucrare poate fi prezentată în cadrul unui curs introductiv de Rezistența materialelor, arătând modul judicios de dispunere al unor elemente de tip grindă în vederea rezilzării unei structuri rezistente cu un cost minim.

## 8. Bibliografie

- [1]. E. González Meza și J. Anaya Diaz (anul), Shapes and behavior of triangular grid structures. Current trends in architecture of the 21th. Century., Editură, Oraș, ISBN.
- [2]. <https://sciencing.com/simple-truss-10018330.html>

## 9. Notății

$\Delta_{total}$  = diferența obținută a săgeții în cele două cazuri

$\Delta_{masă\ bidon}$  = diferența de deformație generată de masa bidonului

$\Delta_{parametri\ fizici}$  = diferența de deformație generată de parametrii fizici din programul Ansys

$\Delta_{aparat\ de\ măsură}$  = diferența de deformație generată de aparatul de măsură

## PRE-DIMENSIONING AND DESIGN OF TORSION BARS FOR AUTOMOBILE SUSPENSIONS

ȚURCANU Valentina Ana Maria

Facultatea de Inginerie în Limbi Străine, Inginerie Mecanică, anul IV, [turcanu\\_ana@yahoo.com](mailto:turcanu_ana@yahoo.com)

Conducători științifici: Conf. dr. ing. Viorel ANGHEL, Prof. dr. ing. Ștefan SOROHAN

*REZUMAT: The suspension system plays a vital role in the construction of new automobiles. Its function is to damp and smooth out the shock impulses and absorb or dissipate energy, so that the suspension system can provide comfort and safety for the passengers and vehicles.*

*In this paper, the torsion bar simulation is carried out using Solid works 2018 with specific dimensions and geometries and a FEM analysis using ANSYS WORKBENCH is then performed.*

*CUVINTE CHEIE: suspension, torsion bar, finite element analysis.*

### 1. Introducere

Sistemul de suspensie joacă un rol vital pentru orice vehicul. Sarcina sa este de a atenua șocurile și de a absorbi și disipa energia, astfel încât sistemul de suspensie să ofere confort și siguranță pasagerilor și vehiculelor. Sistemul de suspensie al unui automobil reprezintă un grup de componente mecanice care leagă roțile de șasiu sau caroserie [1 - 3]. Rolul acestuia este de a susține greutatea vehiculului, de a izola caroseria mașinii de șocuri și vibrații datorate iregularităților cailor de ruare și de a menține forța de tracțiune între anvelopă și suprafața drumului. Pe scurt, se consideră că scopul unui sistem de suspensie este de a îmbunătăți confortul la volan, manevrabilitatea la drum și stabilitatea vehiculului.

În ceea ce privește istoria sistemelor de suspensie, surprinzător este că aceasta începe cu arcurile cu săgeți, unde se foloseau principii similare arcurilor de tensiune fără spirale pentru a lansa săgeți (Fig. 1). O altă foarte veche descoperire arheologică a fost un car aparținând faraonului egiptean Tutankhamen (Fig. 2). Carul vechi de mii de ani a încorporat o tehnologie complexă de suspensie pe bază de arcuri și amortizoare [4].



Fig. 1. Arc cu săgeți preistoric [3]



Fig. 2. Carul faraonului Tuthankamun [4]

### 2. Componente și clasificare

Elementele componente ale unui sistem de suspensii sunt următoarele: prinderi, arcuri și amortizoare (Fig. 3 - 5). Arcurile se împart în diverse categorii precum arc lamelar, arc elicoidal, bară de torsiune, arc cu aer sau arc de cauciuc. Fiecare dintre acestea au avantaje și dezavantaje.

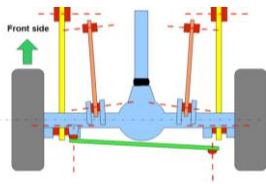


Fig. 3. Prinderi [5]



Fig. 4. Arcuri [6]



Fig. 5. Amortizor [7]

### 3. Bara de torsiune

Bara de torsiune acționează ca un arc liniar care are un capăt staționar conectat la cadrul vehiculului și un capăt de rotație conectat la brațul de suspensie (Fig. 6). Acest tip de arc produce cuplu de torsiune ca reacție la forțele verticale aplicate vehiculului la nivelul roților. Sarcină verticală pe pneuri este transferată la bara de torsiune, ceea ce conduce la o solicitare de răsucire. Când sarcina este eliberată sau redusă, bara de torsiune se destinde revinind la poziția sa neutră [8].

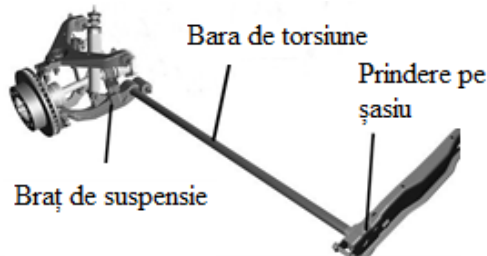


Fig. 6. Bara de torsiune în ansamblul suspensiei [9]

Pentru o funcționare eficientă, bara de torsiune trebuie să fie realizată din materiale de înaltă calitate, fără incluziuni sau defecte interne, cele mai comune materiale folosite fiind oțelul aliat și oțelul carbon, iar acestea trebuie să fie tratate termic. Se pot folosi de asemenea și materiale compozite, însă prelucarea lor este mai dificilă iar costul este mult mai ridicat.

### 4. Pre-dimensionarea și analiza unor bare de torsiune

În această lucrare, pre-dimensionarea și analiza au fost făcute pentru geometrii corespunzătoare a 3 automobile distincte și anume Dodge Monaco [10], Chevrolet 2500, și Isuzu Pickup. Detalii se prezintă în continuare pentru primele două.

#### 4.1 Bara de la automobilul Dodge Monaco

Prima bară de torsiune analizată aparține mașinii Dodge Monaco și este fabricată din oțel forjat. Este o bară rotundă, fiind una din cele mai utilizate în industrie (Fig. 7, Fig. 8).

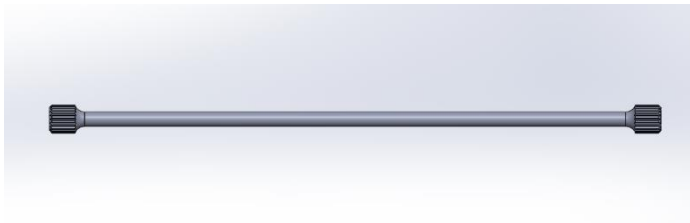


Fig. 7. Bara de torsiune vedere frontală

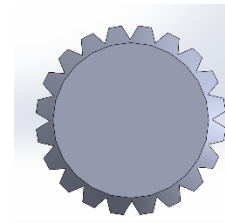


Fig. 8. Bara de torsiune vedere laterală

Bara din figura 7 are o lungime totală  $l = 1194$  mm și un diametru  $d = 28.5$  mm, [11]. Fiecare capăt este prelucrat special - sunt create 20 caneluri, care au rolul de a fixa bara în brațul de suspensie sau în șasiul vehiculului. Este recomandat ca între diametrul de capăt al barei și diametrul interior al barei să existe un raport mai mare de 1.3 [12], așa că s-a ales un diametru de capăt de 1,6d.

De importanță mare este și raza de racordare la diametrul de capăt care reprezintă un concentrator de tensiune și trebuie să fie suficient de mare, astfel încât să se evite o cedare prematură. Prin urmare, s-a ales o rază de racordare de 20 mm. Bara de torsiune este fabricată din oțel forjat, având proprietățile materialului din Tabelul 1.

Tabelul 1. Proprietățile materialului

$G$ [MPa]	$E$ [MPa]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
79300	206180	8050

Pentru un cuplu  $T = 515000$  Nmm, s-au calculat analitic următoarele rezultate de referință pentru porțiunea centrală a barei.

$$w_p = \pi \cdot \frac{d^3}{16} = 4545.3 \text{ mm}^3 \quad (1)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{w_p} = 113.3 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$\sigma_{\max, \text{vonMises}} = \tau_{\max} \cdot \sqrt{3} = 196.25 \text{ MPa} \quad (3)$$

După ce materialul a fost definit, etapa următoare în analiza numerică cu elemente finite, mult mai precisă, în cazul de față Ansys Workbench, este discretizarea. Pentru această componentă s-au folosit 20447 noduri și 10919 elemente de tip Solid tetraedru cu 10 noduri. (Fig. 9). Deși bara de torsiune este supusă unor solicitări dinamice, pentru starea de solicitare se poate adopta initial o încărcare statică echivalentă.

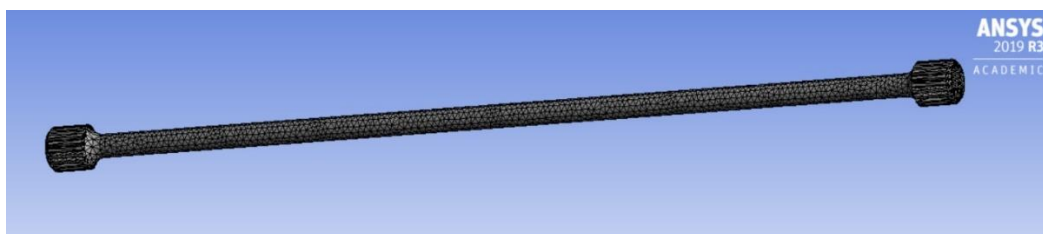


Fig. 9. Discretizarea barei de torsiune de la automobilul Dodge Monaco

Pasul următor în analiza statică este introducerea condițiilor la limită. Bara de torsiune este fixată la un capăt de șasiul vehiculului, iar în celălalt capăt este conectată la brațul de suspensie. Astfel s-a fixat capătul din stânga al piesei, iar în capătul din dreapta a fost impus momentul de calcul din abordarea analitică 515000 Nmm pe suprafața celor 20 de caneluri, deoarece acolo se produce contactul cu cealaltă piesă, brațul de suspensie (Fig. 10).

Verificând tensiunea echivalentă von-Mises obținută în Ansys, se observă că maximul este de 211 MPa și se regăsește la racordarea de capăt a barei, ceea ce este în conformitate cu teoria, deoarece acolo se află un concentrator de tensiune. Pentru a putea compara însă rezultatele, se extrage rezultatul din mijlocul barei (Fig. 11) și se obține o tensiune echivalenta von Mises de 196 MPa, care corespunde cu tensiunea calculată analitic.



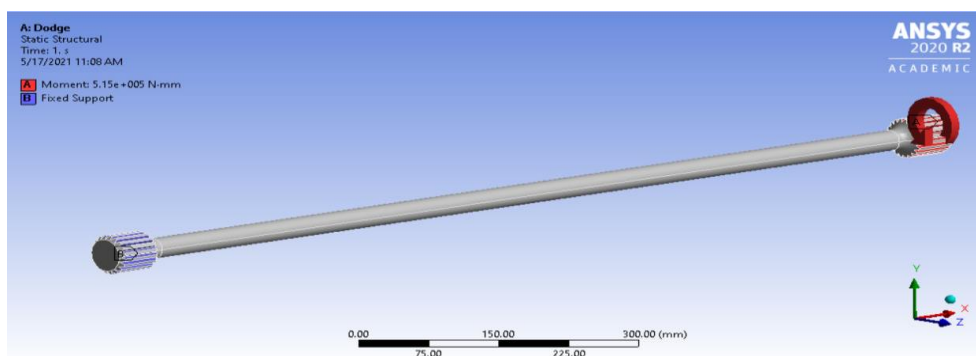


Fig. 10. Condițiile la limită și încărcările pentru modelul analizat cu metoda elementelor finite

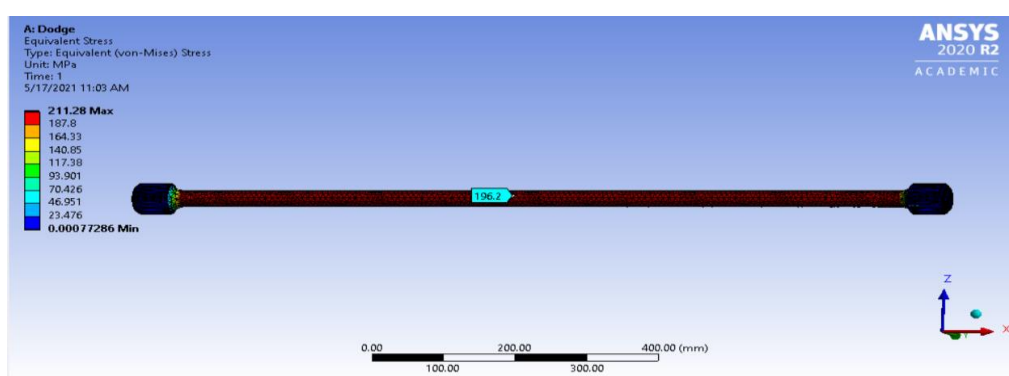


Fig. 11. Tensiunile von Mises pentru bara de torsiune de la mașina Dodge

#### 4.2 Bara de la automobilul Chevrolet 2500

Pentru bara de torsiune de la Chevrolet 2500, [13] s-a folosit materialul oțel aliat tratat termic și o geometrie similară cu următorii parametri:  $l = 1425.6$  mm,  $d = 39.37$  mm și o încărcare cu un cuplu de torsiune  $T = 1233794.33$  Nmm.

Urmând aceleași calcule ca în analiza anterioară, s-a obținut o tensiune echivalentă

$$\sigma_{\max, \text{vonMises}} = 178.3 \text{ MPa.}$$

Discretizarea modelului a fost efectuată cu 10922 noduri și 5570 elemente de tip Solid, și s-a obținut o tensiune echivalentă în mijlocul barei de 178.4 MPa (Fig. 12), ceea ce validează calculul analitic.

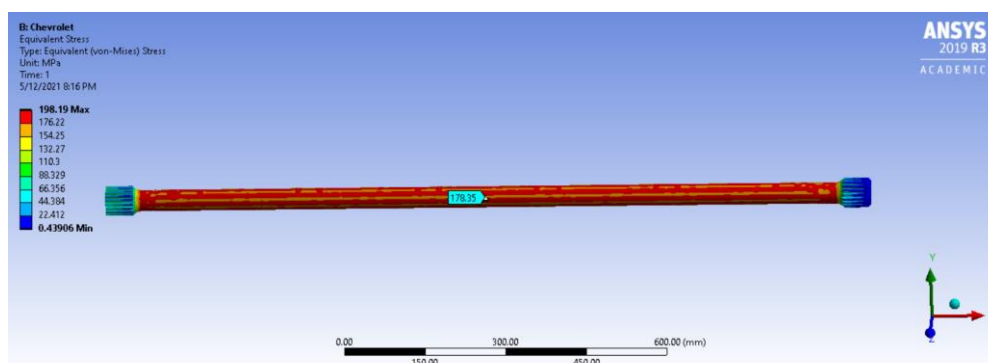


Fig. 12. Tensiunile von-Mises pentru bara de torsiune de la mașina Chevrolet

### 4.3. Bara de torsiune antiruluiu

O altă geometrie de bară considerată a fost cea cu o lungime  $l = 1150$  mm și un diametru  $d = 25.4$ mm. [14]. Diferența majoră la această bară, cu excepția geometriei, este reprezentată de faptul că piesa are două bușe de ghidare care au rolul de a măări eficiența și a reduce vibrațiile și zgomotul.

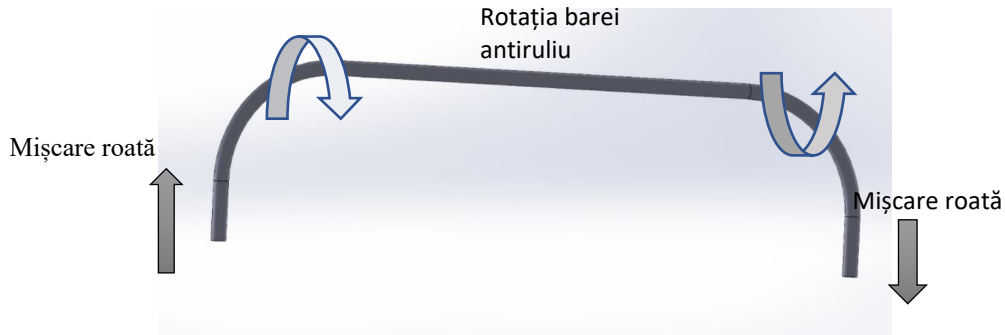


Fig. 13. Bară de torsiune între două roți (antiruluiu)

Piesa din Fig. 13 a fost discretizată folosind un număr de 7509 elemente de tip Solid și 3588 noduri. În ceea ce privește condițiile la limită impuse piesei, aceasta este încărcată cu două forțe de 2111 N de semn opus, în ambele extremități. În locațiile bușelor s-au introdus condiții de tip "remote displacement". Interesează în special comportamentul zonei dintre cele două bușe, zonă supusă preponderent la torsiune. În acest caz de calcul, tensiunea echivalentă maximă de 505MPa se obține în locul unde sunt poziționate bușele (Fig. 15), iar la centru rezultă o tensiune von Mises de 352.4 MPa.

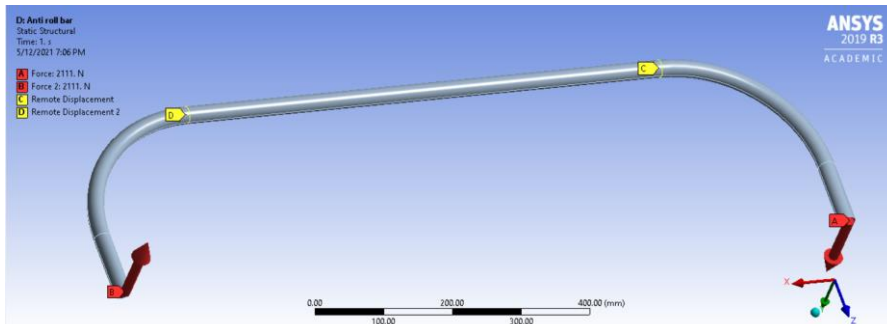


Fig. 14. Condițiile la limită și încărcările pentru bara antiruluiu

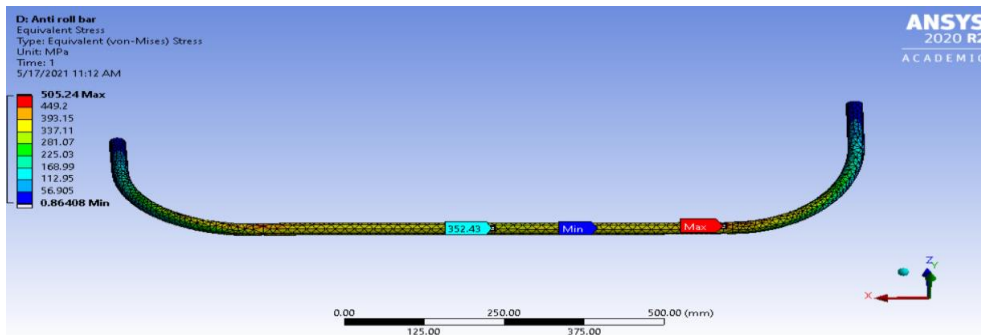


Fig. 15. Tensiunile echivalente von Mises pentru bara din Fig. 13

### 5. Concluzii

În această lucrarea de față s-au realizat proiecte de execuție și modele de analiză cu elemente finite pentru patru geometrii diferite de bare de torsiune. Pentru validare s-au comparat rezultatele analitice cu cele obținute prin metoda elementelor finite folosind programul Ansys Workbench. În Tabelul 2 se poate observa o foarte bună concordanță a rezultatelor pentru primele trei modele analizate. S-au exclus rezultatele din zonele cu concentratori (caneluri, racordări, capete etc.)

Tabelul 2. Comparație rezultate

Tensiunea echivalentă	Dodge Monaco	Chevrolet 2500	Isuzu Pickup
Rezultate analitice	196 MPa	178 MPa	229 MPa
Rezultate obținute cu MEF	196 MPa	178 MPa	229 MPa

Studiul va fi continuat în vederea analizei unor bare de torsiune din materiale diferite, precum titan, și compararea eficienței acestora în raport cu cele din oțel. De asemenea, se are în vedere investigarea efectului pretensionării și interpretarea rezultatelor obținute în ceea ce privește rezistența barei și capacitatea ei de a rezista la oboseală.

## 6. Bibliografie

- [1] Robert P. Tata, P.E, (2012), Automotive Suspension Systems
- [2] <https://www.autotrainingcentre.com/blog/history-car-suspension-systems-interested-auto-mechanic-training/>
- [3] <https://ro.pinterest.com/pin/319192692352758483/>
- [4] <https://ro.pinterest.com/acmc3099/egyptian-chariots/>
- [5] [https://en.wikipedia.org/wiki/Suspension link](https://en.wikipedia.org/wiki/Suspension_link)
- [6] <https://www.airedalesprings.co.uk/characteristics-to-look-for-in-a-spring-manufacturer/>
- [7] <https://www.amazon.com/TDPRO-250mm-Absorber-Suspension-Bikes50cc/dp/B075GPGRF8>
- [8] Michael Gifford, T. L. (2015). Design and Manufacture of an Adaptive Suspension System
- [9] <https://www.pinterest.co.uk/pin/754986325011635787/>
- [10] <http://modernmopars.net/mopar-b-bodyc-bodye-bodyj-body/dodge-monaco-specs-1974-1975/>
- [11] <https://p-s-t.com/i-23162820-1-12-torsion-bar-c-body.html>
- [12] COMMAND, U. A. (1967). ENGINEERING DESIGN HANDBOOK
- [13] <https://www.motortrend.com/cars/chevrolet/silverado-2500hd/2020/2020-chevrolet-silverado-2500-3500-first-drive-review/>
- [14] Amol Bhanage, Padmanabhan Krishnan, (2015), Static and Fatigue Simulation of Automotive Anti Roll Bar before DBTT

## 7. Notații

$l$  = Lungime [mm]

$d$  = Diametru [mm]

$W_p$  = Modul de rezistență la răsucire [mm<sup>3</sup>]

$\tau_{max}$  = Tensiune de forfecare [MPa]

$\sigma_{max\text{vonMises}}$  = Tensiune echivalentă vonMises [MPa]

## CUTTING-EDGE MATERIALS IN AEROSPACE INDUSTRY

BOCU Ștefania-Denisa și MOSOR Teodora

Facultatea: Facultatea de Inginerie Aerospațială, Specializarea: Navigație Aeriană (limba engleză), Anul de studii: II, e-mail: bocustefaniadenisa@gmail.com

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Cristian Cătălin PETRE**

*REZUMAT: In this day and age, Innovation and Sustainability seem to have become the leading terms to be taken into account before starting any project meant to be brought on the market. Transport industry, and especially Aerospace field, experience the challenge of coming up with solutions and alternatives that can strike a balance between efficiency and eco-friendliness.*

*The present paper aims at highlighting such trials and new approaches mostly based on Biomimicry or natural structures which have proved impressively effective. It spotlights different types of materials which are at their very beginning, but sooner or later, they may become widely used in the aerospace industry.*

*CUVINTE CHEIE: inovare, sustenabilitate, structuri, materiale, aeronautică.*

### 1. Introducere

În momentul actual, se încearcă din ce în ce mai mult optimizarea caracteristicilor aeronavelor pentru a obține un randament cât mai bun din toate punctele de vedere. Pentru această realizare, se inovează începând de la cele mai detaliate aspecte, precum materialele alese.

Evoluția industriei aerospațiale din punct de vedere al materialelor a fost într-o continuă creștere încă de la aparatul de lemn al fraților Wright până la avioanele cu reacție din ziua de astăzi realizate în mare parte din noile materiale compozite.

Criteriile luate în considerare la selectarea materialelor au variat de-a lungul anilor și au inclus atât cerințele funcționale, dar și impactul asupra costurilor de producție și întreținere. Însă, criteriul care a influențat cel mai mult progresul în materialele utilizate este aspectul critic al industriei aerospațiale, respectiv minimizarea greutății. Reducerea acestui parametru influențează atât nivelul de siguranță a piloților, pasagerilor, mărfurilor, cât și siguranța și performanța aeronavei ori consumul de combustibil.<sup>[1]</sup>

### 2. Stadiul actual

Astăzi, noi materiale sunt dezvoltate și analizate pentru a inova întreaga industrie aerospațială, cu accent pe materiale compozite, care oferă un echilibru ideal între greutatea aeronavei și rezistența la oboseală și coroziune.

Totuși, există materiale intens folosite în industrie care și-au demonstrat eficiența și avantajele. Un exemplu pentru acest caz este oțelul, utilizat în special pentru durabilitate, duritate și rezistența la temperaturi ridicate, care l-au făcut potrivit pentru importante componente, precum: șasiuri, părți de fuselaj, balamale, cabluri, organe de fixare. Oțelul reprezintă aproximativ 12% din materialele utilizate în producția aeronavelor moderne. În plus, aluminiul și aliajele acestuia se află printre materiile prime populare în industria aerospațială, reprezentând 80% din greutatea unei aeronave. Însă, un dezavantaj ce duce la evitarea folosirii aluminiului în stare pură este pierderea rezistenței la temperaturi ridicate. Pe de altă parte, în cazul utilizării acestui material, piesele pot rămâne nevopsite datorită proprietăților anticorozive.

Astăzi, proiectanții de aeronave apreciază din ce în ce mai mult materialele compozite create artificial, care dețin noi proprietăți. De exemplu, folosind materiale compozite, greutatea unei piese poate fi redusă cu aproximativ 80% comparat cu situația în care acestea ar fi fabricate

din aluminiu. Avantajele acestor materiale puse în lumină în momentul actual continuă cu performanța operațională prin rezistență și flexibilitate crescute, dar și prin faptul că nu sunt toxice, deci nu necesită îngrijire suplimentară. Se observă o creștere constantă a utilizării materialelor compozite prin statisticile efectuate: modelele timpurii ale companiei Boeing foloseau doar în proporție de 5% acest tip de material, pe când acum aproximativ 50% din greutatea totală a aeronavei este alocată materialelor compozite.<sup>[1]</sup>

### 3. Microtresa din nichel și fosfor

Microtresa din nichel și fosfor este un material descoperit de către compania Boeing, ce deja atrage atenția în diverse domenii prin faptul că este cu aproximativ 100% mai ușor decât polistirenul, având în același timp o duritate asemănătoare cu cea a oțelului. Cunoscut ca abia intrat în Cartea Recordurilor, cu titlul de cel mai ușor metal din lume, dar având și o rezistență uriașă, materialul promite un succes spectaculos în diverse industrii prin variate aplicații.<sup>[3]</sup>



Fig. 1. Microtresa din nichel și fosfor susținută de o pădăie<sup>[10]</sup>

Structura de metal a fost creată de o echipă condusă de către Tobias Schaedler de la laboratoarele HRL, din Malibu. Aceasta constă dintr-o rețea bine controlată și ordonată de tuburi interconectate realizate dintr-un aliaj de nichel și fosfor. Structura sa este atât de fină, fiind formată din 99.99% aer și cu aproximativ 10% mai densă decât cele mai ușoare aerogeluri. Optimizarea aliajului este realizată prin structură, astfel încât la comprimare nanotuburile nu se rup, ci se îndoaie asemenea unui pai, cu un grad mare de elasticitate. Microtresa poate fi comprimată la jumătate din volumul său, revenind la forma inițială, fără a prezenta deformări ireversibile.<sup>[4]</sup>

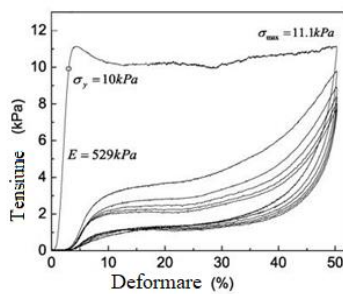


Fig. 2. Graficul tensiune-deformare ilustrând deformarea elastică<sup>[11]</sup>

Materialul este inspirat din structura oaselor umane, care sunt foarte rigide la exterior, dar goale pe interior, având o rezistență mare, dar și o greutate destul de mică, imitând porozitatea acestora. Astfel, exteriorul său este rigid, cu un format interior 3D polimeric deschis. Rețeaua

metalică este alcătuită din tuburi minuscule interconectate realizate din nichel. Fiecare tub are o grosime de doar 100 nanometri, de unde provine termenul utilizat: nanotuburi. Celulele metalice deschise din care este alcătuit materialul oferă un potențial de compresiune uriaș, prin urmare poate absorbi foarte multă energie. Un exemplu ilustrativ al acestui aspect este faptul că microlitul poate proteja un ou care cade de la o înălțime de 25 de etaje.

Această descoperire poate contribui masiv la dezvoltarea industriei aeronautice, prin construirea unor aeronave cu o greutate mai mică, dar păstrându-și duritatea necesară, aducând un plus la minimizarea consumului de combustibil. Una dintre aplicațiile principale ale materialului este reprezentată de componentele structurale, fiind atât de ușor încât poate fi susținut de puful unei pădii. Pe lângă domeniul aeronautic, posibile aplicații pot include amortizarea acustică sau absorbția șocurilor.

#### 4. Buckypaper

Un alt exemplu de material ce ar putea revoluționa industria aerospațială prin proprietățile sale are ca inspirație hârtia. Denumit buckypaper, are o rezistență de aproximativ 500 de ori mai mare decât cea a oțelului și o zecime din greutatea aliajului de fier și carbon. Are proprietăți asemănătoare cu alama, prin capacitatea de dispersare a căldurii. În plus, se aseamănă și cu siliconul sau cuprul din punct de vedere al conductivității electrice.

Procedeul de obținere a proprietăților acestui material este comasarea mai multor straturi de carbon până la formarea unui compozit. Asemănător cu microtresa din nichel și fosfor, buckypaper este compus din nanotuburi de carbon, cu o grosime de 50,000 de ori mai mică decât cea a firului de păr uman. Numărul foarte mare de nanotuburi din compoziția sa induce rezistența crescută a materialului.

Acest material a fost descoperit pentru prima dată printr-un accident științific în anul 1985, ce a avut loc în spațiu. În acea perioadă, cercetătorul britanic Harry Kroto s-a alăturat echipei de la Universitatea Rice din Houston pentru a efectua un experiment cu scopul de a simula condițiile existente într-o stea. Pe parcursul acestui experiment, cercetătorii au descoperit un nou element ce a devenit cea de-a treia formă de carbon pur, după grafit și diamant. Aceasta este o moleculă cu 60 de atomi de carbon, structurată sub forma unei mingi de fotbal. În plus, pentru această descoperire, cei trei cercetători au fost premiați în anul 1996 în cadrul galei premiilor Nobel pentru chimie.

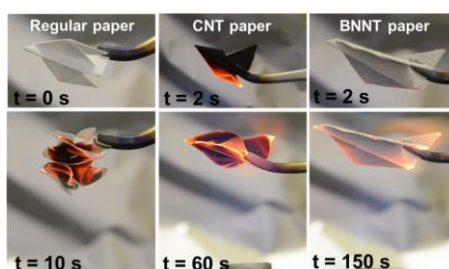


Fig. 3. Test comparativ al unor avioane realizate din: celuloză, buckypaper de carbon și buckypaper din nanotuburi anorganice din nitruură de bor<sup>[12]</sup>

În ceea ce privește viitorul acestui material unic, “buckypaper” poate aduce numeroase îmbunătățiri în diverse domenii, printre care și industria aerospațială. Un exemplu este utilizarea pentru protecția circuitelor electronice și aparatelor specifice aeronavelor împotriva

interferențelor electromagnetice care pot deteriora echipamentul. De asemenea, există câteva aplicații pentru avioanele militare pentru a nu fi detectate prin radar. [5]

Momentan, acesta rămâne doar în atenția oamenilor de știință, deoarece poate fi produs doar la o fracțiune din potențialul său real, în cantități mici, iar costurile necesare sunt foarte ridicate. Totuși, încă se lucrează la acest aspect și recent a fost dezvoltată o nouă metodă de fabricare prin turnare denumită “Surface-Engineered Tape Casting” (SETC), care se bazează pe morfologia de structură a porilor micro-piramidali. Această procedură permite realizarea la scară largă din orice tip de nanotuburi de carbon cu lungime, grosime, densitate și compoziție ajustabile. [6]

## 5. Shark-skin<sup>[9]</sup>

Pielea de rechin este cunoscută de mult timp pentru proprietățile sale hidrodinamice și pentru reducerea rezistenței la înaintare resimțită de rechini sub apă. Aceasta este plină de caneluri microscopice, numite denticule. Denticulele sunt proeminente plate și solzoase, asemănătoare dinților, realizate dintr-un material dur numit dentină și sunt încorporate în derma flexibilă a rechinului. Mai mult, aceste denticule se contractă fiecare în parte, permițând pielii rechinului să se adapteze în mod natural la mediul înconjurător pentru a crește eficiența hidrodinamică.

Unul din motivele principale pentru dezvoltarea pielii de rechin biomimetice, un material sintetic care este proiectat având în vedere componentele biologice și structura pielii de rechin adevărată, este acela de a veni cu o soluție la problemele cu care navele se confruntă în ceea ce privește eficiența hidrodinamică și cea a combustibilului, dar și prudența față de mediul înconjurător.

Formele de viață marină, cum ar fi lipitorile, au tendința de a se atașa de corpurile navelor. Aceasta se numește biofouling (depuneri de materie organică). Biofouling-ul provoacă o creștere a rezistenței la înaintare resimțită de navă în timp ce se mișcă prin apă, mai ales la viteze mai mari.

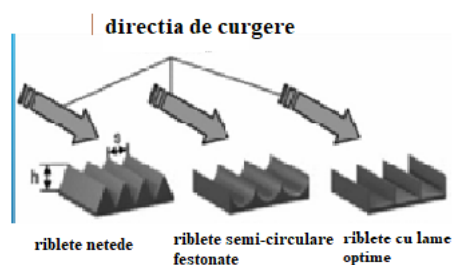


Fig. 4. Exemple de diferite tipuri de geometrie a ribletelor<sup>[9]</sup>

Dezvoltarea acestei tehnologii are la bază soluțiile complexe pe care natura le oferă. Din acest motiv, în afară de reproducerea geometriei pielii de rechin, o altă parte care este cercetată este utilizarea compușilor zwitterionici, pe care pielea de rechin îi conține. Pielea de rechin biomimetică s-a dovedit a fi cea mai eficientă soluție până în prezent în ceea ce privește problema biofouling-ului pe portavioane. Acest material, fabricat din silicon elastic flexibil, de asemenea nu contribuie cu produse chimice nocive la ecosistemul marin. Pielea de rechin biomimetică va fi soluția mai bună în comparație cu vopseaua pe bază de cupru și TBT deoarece nu este dăunătoare pentru mediu și este mai eficientă.

Unul dintre obiectivele majore ale acestei tehnologii este acela de a micșora rezistența la înaintare a navelor. Acest lucru va duce la îmbunătățirea consumului de combustibil pentru navele cărora le va fi aplicat acest strat. Având o flotă de combustibil mai eficientă, va rezulta în mai puțină poluare pentru alimentarea acestor nave. Rezultatul final este acela că, adăugând această acoperire portavioanelor și, eventual, chiar și navelor de marfă, poluarea ar putea fi redusă la nivel mondial și aceste nave ar avea un impact mai mic asupra mediului.

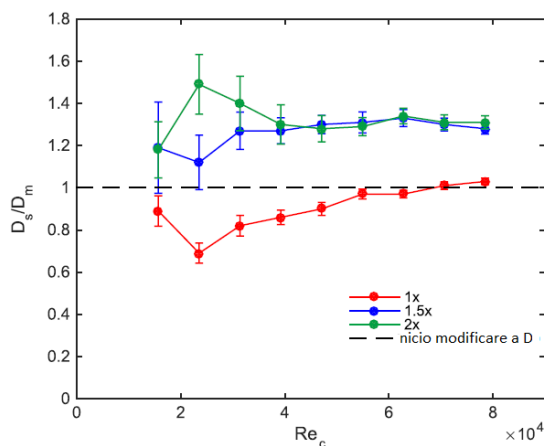


Fig. 5. Testarea statică a forțelor de tracțiune experimentate de fiecare dintre cele trei folii biomimetice testate în raport cu controlul lor corespunzător reprezentat grafic versus numărul Reynolds<sup>[14]</sup>

## 6. Bird-feathers

Mecanismul de închidere „magic”, de tip „fermoar”, care păstrează penele păsărilor nestrucate, ar putea oferi un model pentru noi adezivi și noi materiale aerospațiale, potrivit inginerilor de la Universitatea din California, San Diego.

Cercetătorul Tarah Sullivan, care a obținut doctoratul în știința materialelor, este primul în aproximativ două decenii care a aruncat o privire detaliată asupra structurii generale a penelor de păsări. Ea a imprimat structuri 3D care imită paletele, barele și barbulele penelor pentru a înțelege mai bine proprietățile lor - de exemplu, modul în care partea inferioară a unei pene poate captura aerul pentru ridicare, în timp ce partea superioară a penei poate bloca aerul atunci când gravitația are nevoie să preia controlul.

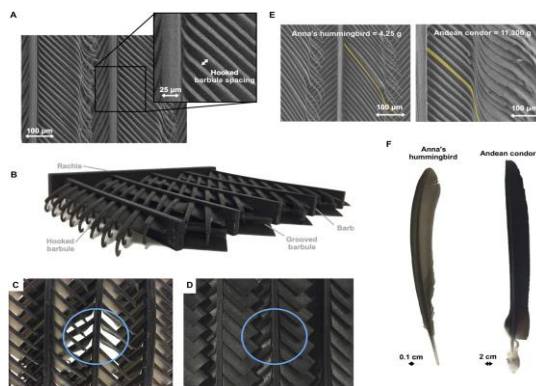


Fig. 6. Structura de tip „fermoar” a penelor<sup>[13]</sup>



Sullivan, care face parte din grupul de cercetare al lui Marc Meyers, profesor în departamentele de nanoinginerie și inginerie mecanică și aerospațială de la UC San Diego, a studiat și oasele găsite în aripile păsărilor. La fel ca mulți dintre predecesorii ei, a constatat că humerusul - osul lung din aripă - este mai mare decât se aștepta. Dar a făcut un pas mai departe: folosind ecuații mecanice, a reușit să arate de ce este așa. Ea a constatat că, deoarece rezistența oaselor păsărilor este limitată, nu poate crește proporțional cu greutatea păsării. În schimb, trebuie să crească mai repede și să fie mai mare pentru a fi suficient de puternic pentru a rezista forțelor la care este supus în zbor. Aceasta este cunoscută sub denumirea de alometrie.<sup>[7]</sup>

"Profesorul Eduard Arzt, coautorul nostru de la Universitatea Saarland din Germania, este un pilot amator și a devenit fascinat de problema „aripii păsărilor". Împreună am început să le facem analize alometrice și rezultatul este fascinant", a spus Meyers. „Acest lucru arată că sinergia oamenilor de știință din medii diferite poate produce o nouă înțelegere minunată”.<sup>[8]</sup>

## 7. Concluzii

La prima vedere, rezultatele unor astfel de experimente par ezoterice. Dar au o importanță practică. Pe de o parte, materialele utilizate în industria de aeronave trebuie să aibă un set extins de proprietăți și caracteristici. Pe de altă parte, prețul lor nu trebuie să fie ridicat. După cum putem vedea, nu există chiar atât de multe materii prime naturale care să le îndeplinească. Prin urmare, căutarea de compozite noi este în derulare, iar materialele tradiționale, oțelul și aluminiul, străbat în continuare cerul, oricât de incredibil ar fi părut acum doar 100 de ani.

## 8. Bibliografie

- [1].<https://metinvestholding.com/ro/media/article/metalli-v-samoletostroenii-stalj-alyuminij-kompoziti>
- [2].<https://authenticmagazin.com/caleidoscop/este-cel-mai-usor-metal-din-lume-poate-sta-pe-peful-unei-papadii-dar-are-o-rezistenta-uriasa-si-aplicatii-inedite/>
- [3].<https://www.chemistryworld.com/news/metallic-microlattice-lightest-structure-ever/3002470.article>
- [4].<https://aertecsolutions.com/en/2015/11/23/the-worlds-lightest-metallic-structure/>
- [5].<https://www.descopera.ro/dnews/3348479-hartia-de-500-de-ori-mai-rezistenta-decat-otelul>
- [6].<https://en.wikipedia.org/wiki/Buckypaper>
- [7].<https://www.imeche.org/news/news-article/%27zipping%27-mechanism-that-keeps-feathers-unruffled-could-lead-to-aerospace-materials>
- [8]. <https://www.sciencedaily.com/releases/2019/01/190116150632.htm>
- [9].[https://www.engineering.pitt.edu/First-Year/First-Year-Conference/\\_Library/C6-MEMS-best-poster/](https://www.engineering.pitt.edu/First-Year/First-Year-Conference/_Library/C6-MEMS-best-poster/)
- [10].<https://www.dezeen.com/2015/10/15/microlattice-metal-worlds-lightest-material-boeing-movie/>
- [11].[https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.researchgate.net%2Ffigure%2FCyclic-compression-test-of-nickel-microlattices-30-a-stress-strain-curves-of-a\\_fig12\\_292617358&psig=AOvVaw3ipPVdIJgwILqHCapL0FXR&ust=1620498000956000&source=images&cd=vfe&ved=0CA0QjhxqFwoTCPCS9GXuPACFQAAAAAdAAAAABAJ](https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.researchgate.net%2Ffigure%2FCyclic-compression-test-of-nickel-microlattices-30-a-stress-strain-curves-of-a_fig12_292617358&psig=AOvVaw3ipPVdIJgwILqHCapL0FXR&ust=1620498000956000&source=images&cd=vfe&ved=0CA0QjhxqFwoTCPCS9GXuPACFQAAAAAdAAAAABAJ)
- [12].[https://en.wikipedia.org/wiki/File:Flame\\_test\\_of\\_buckypapers.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/File:Flame_test_of_buckypapers.jpg)
- [13].<https://advances.sciencemag.org/content/5/1/eaat4269>
- [14].<https://www.semanticscholar.org/paper/Hydrodynamic-properties-of-biomimetic-shark-skin%3A-Domel-Domel/316be9786231965d4edbe971b8e0e15041435428>

# COMPARATIVE STUDY REGARDING THE MODELING OF A BEAM WITH SOLID OR BEAM TYPE ELEMENTS

COSTACHE Filofteia-Bianca

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Informatică Aplicată în Inginerie Industrială,  
Anul de studii: II, e-mail: [costachebianca248@yahoo.com](mailto:costachebianca248@yahoo.com)

Conducător științific: Ș.I. dr. ing. **Virgil TUDOSE**

Summary: The purpose of the study is to observe the differences in the modeling of a beam with two finite elements from the Ansys software library, namely Beam 188 and Solid185. For this purpose, an analytical calculation was performed, and the results of this calculation were compared with the results obtained from the finite element analyzes. Subsequently, the errors introduced by each finite element were followed in order to see their efficiency and to be able to easily outline the advantages and disadvantages of modeling with Beam and Solid, respectively.

CUVINTE CHEIE: model, elemente finite, grindă, tensiune, deformație

## 1. Introducere

Grinzile sunt elemente de rezistență în construcții sau în sistemele mecanice, având lungimea mult mai mare în raport cu dimensiunile secțiunii transversale. Rolul lor este de a prelua încărcările elementelor pe care le susțin și de a le transmite mai departe, împreună cu greutatea proprie, către structurile de rezemare (stâlpi, pereți, alte piese din structură). Importanța lor în practică este notabilă și studierea lor în detaliu este justificată, putându-se stabili concluzii practice utile privind limitările și modurile cele mai eficiente de modelare a acestor elemente.

În cadrul acestei lucrări este prezentat studiul unei grinzi cu secțiune „I”, încastrată la un capăt și încărcată cu o forță concentrată în capătul liber. Scopul lucrării este de a compara rezultatele obținute numeric, prin modelarea cu elemente de tip grindă (BEAM) și cu elemente de volum (SOLID), cu cele obținute analitic din relațiile cunoscute din literatura de specialitate. Au fost extrase din analizele numerice tensiunile, deformațiile specifice și deplasările în lungul grinzii pe limita superioară a secțiunii și s-au calculat abaterile acestor valori față de rezultatele analitice.

## 2. Stadiul actual

Beam 188 este un element finit din biblioteca softului Ansys, potrivit atât pentru analiza grinzilor subțiri cât și pentru cele masive. Elementul oferă multiple opțiuni pentru modelarea avansată a structurilor din grinzi. De asemenea, Beam188 prezintă avantajul unei modelări simplificate și mai eficiente, fiind cel mai apropiat de modelul analitic.

Solid 185 este un element finit utilizat pentru modelarea 3D a structurilor solide. Este definit de 8 noduri și are capacitate mare de deformare. Un avantaj important în alegerea acestui tip de element finit este postprocesarea rezultatelor, care permite vizualizarea și interpretarea rezultatelor pentru orice mărime de interes.

### 3. Grinda studiată

În figura 1 este prezentată geometria parametrizată, modul de rezemare și cel de încărcare al grinzii analizate. Valorile parametrilor utilizate în calcul sunt:  $P = 10 \text{ kN}$ ,  $l = 1 \text{ m}$  și  $t = 10 \text{ mm}$ . Caracteristicile elastice ale materialului sunt  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  și  $\nu = 0,3$ .

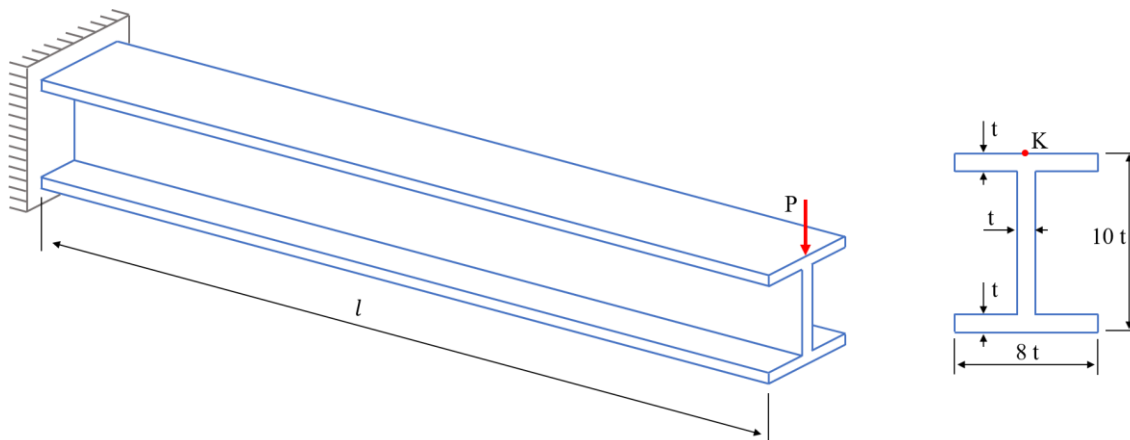


Fig. 1. Geometria, rezemarea și încărcarea grinzii studiate

În figură este marcat punctul  $K$  în care au fost urmărite valorile tensiunilor și deformațiilor specifice în secțiunile de coordonate  $x = \{0; 0.1 \text{ m}; 0.2 \text{ m} \dots 1 \text{ m}\}$ . Pentru aceleași secțiuni au fost extrase valorile deplasărilor pe direcția forței (axa  $z$ ), notate  $w(x)$ . Tensiunile și deformațiile specifice extrase sunt cele pe direcția axei longitudinale  $x$ .

### 4. Calcul analitic

Calculul analitic pentru mărimile de interes, tensiunile și deformațiile specifice în punctul  $K$  din lungul grinzii și deplasările secțiunilor transversale, este realizat cu ajutorul relațiilor (1)...(4), cunoscute din cursul elementar de Rezistența Materialelor [1], [2], [3].

$$M(x) = -P(l - x) \quad (1)$$

$$\sigma_K(x) = \frac{M(x)}{I_y} z_K \quad (2)$$

$$\varepsilon_K(x) = \frac{\sigma_K(x)}{E} \quad (3)$$

$$w(x) = \frac{Pl}{EI_y} \frac{x^2}{6} \left(3 - \frac{x}{l}\right) \quad (4)$$

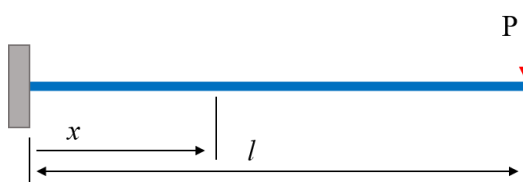


Fig. 2. Stabilirea secțiunii de interes

În figura 2 este prezentată secțiunea de interes, funcție de coordonata  $x$ . Așadar, avem funcții de  $x$ , pentru care vom da valorile de interes și vom obține tensiunea, deplasarea și deformațiile specifice în diferite puncte pe suprafața superioară.

## 5. Modelele cu elemente finite

În analiza cu elemente Beam188, geometria este reprezentată de axa longitudinală a barei, pentru care s-a specificat tipul secțiunii și dimensiunile acesteia (Fig. 3).

Pentru Solid185 am definit 12 puncte pentru realizarea conturului secțiunii prin linii drepte, am creat aria secțiunii cu ajutorul acestor linii și am obținut volumul grinzii cu ajutorul funcției „Extrude” pe lungimea  $l$  pentru aria respectivă (Fig. 4).

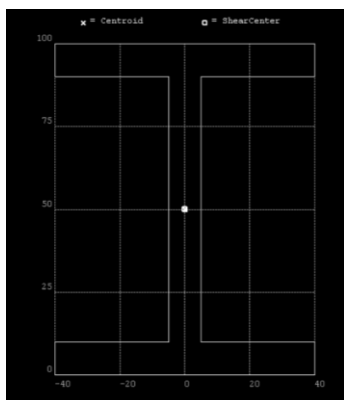


Fig. 3. Secțiunea grinzii

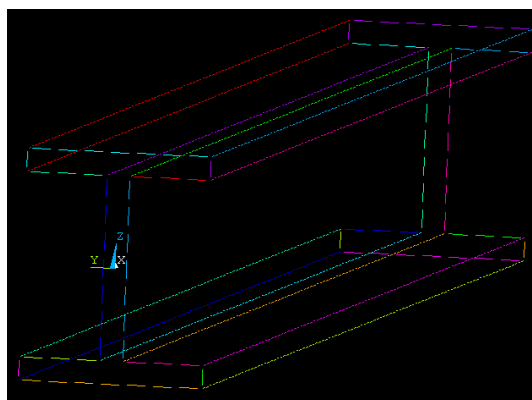


Fig. 4. Conturul secțiunii pentru modelul 3D

Pentru discretizarea cu Beam188 am împărțit bara în 100 de elemente (Fig.5) în timp ce pentru modelul cu Solid185 am realizat o discretizare cu elemente de formă cât mai apropiată de cea ideală de cub (Fig.6).

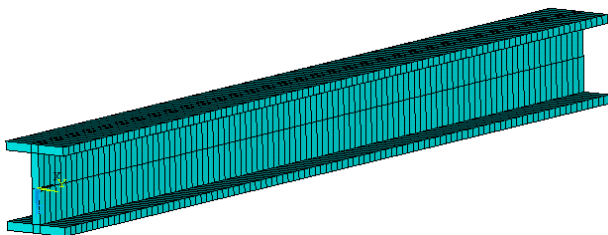


Fig. 5. Discretizarea cu Beam188

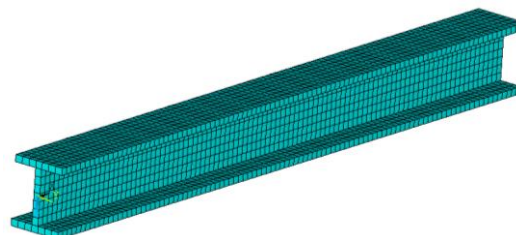


Fig. 6. Discretizarea cu Solid185

Am aplicat blocajele necesare încastrării în capătul din stânga și forța în capătul opus, după cum este prezentat în tabelul 1. În figurile 7 și 8 sunt prezentate capturi din Ansys.

**Tabelul 1. Blocajele și încărcările aplicate**

	Model	Beam188	Solid185
Blocaje	Entitate utilizată	Punct cheie (keypoint)	arie
	Deplasări blocate	UX, UY, UZ, ROTX	UX, UY, UZ
Încărcare	Entitate utilizată	Punct cheie (keypoint)	4 puncte cheie
	Forță aplicată	10000 N	2500 N

În modelul 3D am împărțit forța în patru puncte pentru a evita concentrarea de tensiuni.

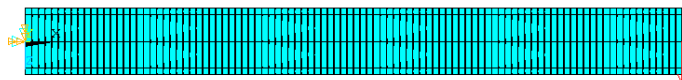


Fig. 7. Blocaje și încărcarea pentru Beam

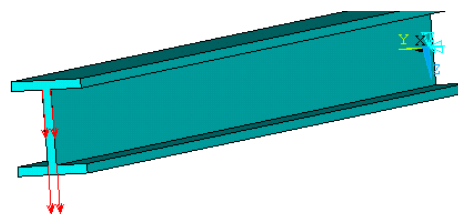


Fig. 8. Blocaje și încărcarea pentru Solid

## 6. Rezultate

Tabelul 1. Tensiuni  $\sigma_x$  [MPa]

$x$ [mm]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Analitic	136.24	122.62	108.99	95.37	81.74	68.12	54.5	40.87	27.25	13.62	0
Beam188	135.19	121.6	108.02	94.43	80.84	67.255	53.67	40.08	26.495	12.9	0
Solid185	129.26	116.67	103.54	90.6	77.66	64.715	51.72	38.83	25.89	12.9	0

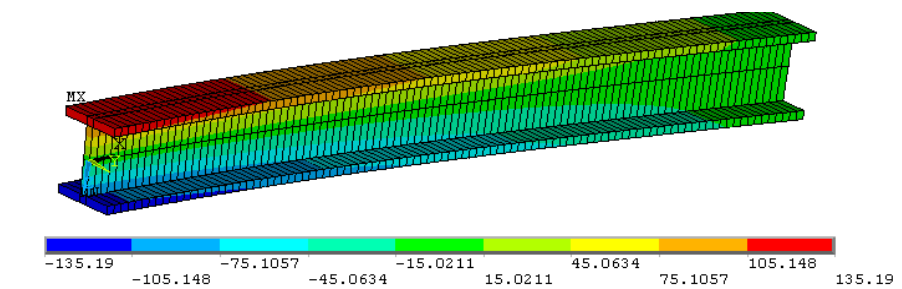


Fig.9. Câmpul de tensiuni - Beam 188

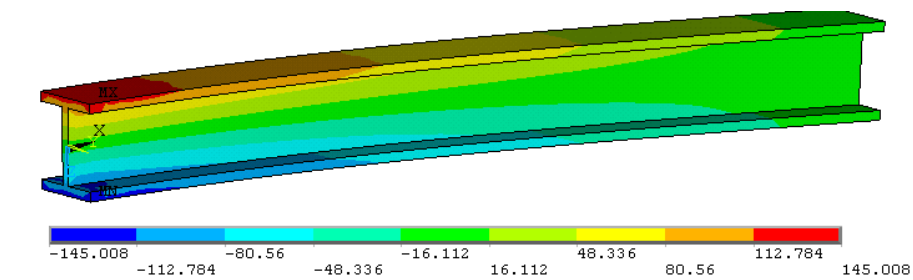


Fig.10. Câmpul de tensiuni - Solid 185

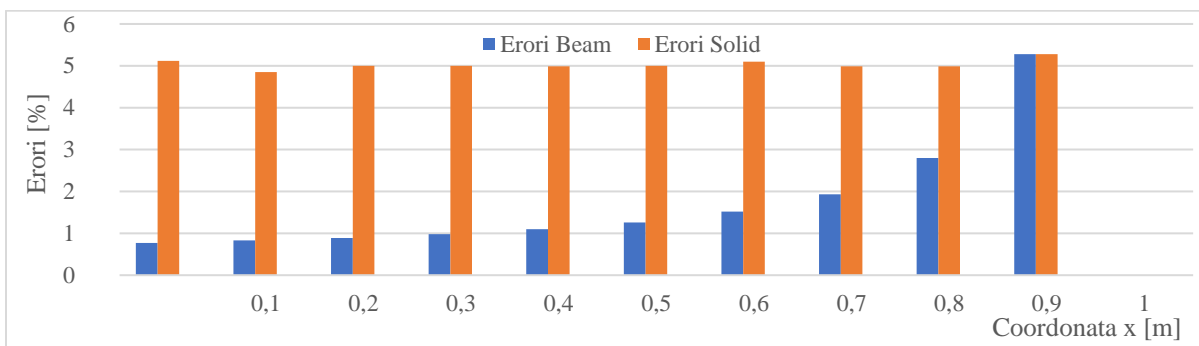


Fig. 11. Erorile obținute pentru tensiuni

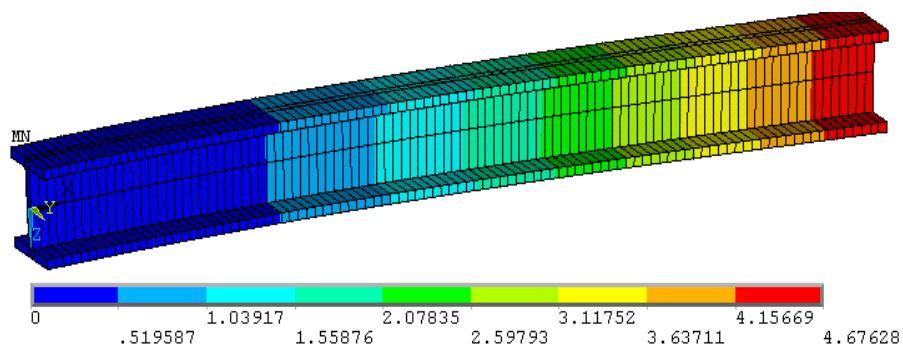


Fig.12. Deplasări pe direcția z – Beam 188

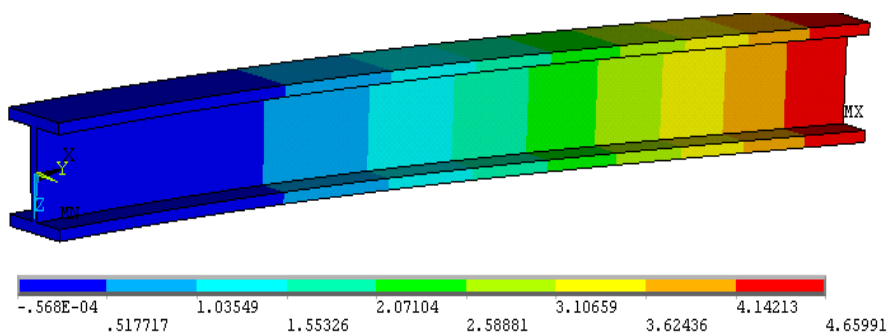


Fig.13. Deplasări pe direcția z – Solid 185

**Tabelul 3. Deplasări pe direcția z, w(x) [mm]**

x [mm]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Analitic	0	0.066	0.254	0.552	0.945	1.419	1.962	2.55	3.19	3.85	4.53
Beam188	0	0.0804	0.283	0.594	1.0009	1.49	2.0449	2.65	3.31	3.98	4.67
Solid185	0	0.0802	0.2805	0.589	0.994	1.48	2.0331	2.64	3.29	3.97	4.66

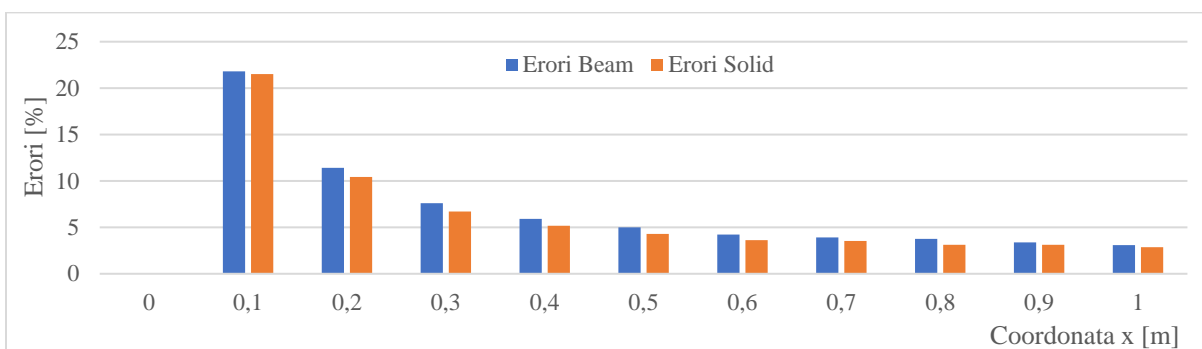


Fig. 14. Erori obținute pentru deplasări

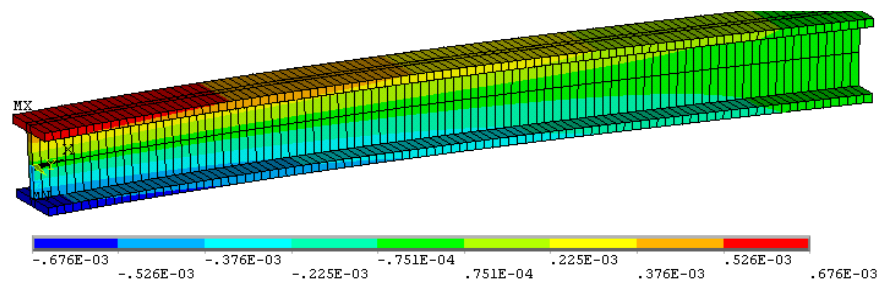


Fig. 15. Deformații specifice liniare – Beam188

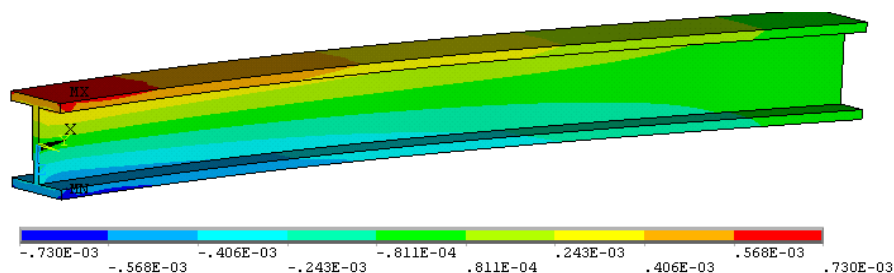


Fig. 16. Deformații specifice liniare – Solid185

**Tabelul 4. Deformații specifice liniare pe direcția x [ $\times 10^{-3}$  mm/mm]**

x [mm]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Analitic	0.681	0.613	0.545	0.477	0.4087	0.3406	0.272	0.2044	0.136	0,0681	0
Beam188	0.676	0.608	0.54	0.472	0.404*	0.336	0.26	0.200	0.132	0.0645	0
Solid185	0.659	0.592	0.525	0.459	0.39	0.328	0.26	0.197	0.131	0.0653	0.0195

## 7. Concluzii

În urma comparării rezultatelor analitice cu cele numerice, am observat că, atât pentru tensiuni cât și pentru deformațiile specifice, erorile în cazul modelului Beam cresc liniar spre capătul liber al barei, în timp ce erorile în cazul modelului Solid sunt aproximativ constante. În analiza deplasărilor se observă că erorile scad liniar în ambele cazuri, cu cât ne apropiem mai mult de capătul liber.

## 8. Bibliografie

- [1] *Bia, C., Ilie, V., Soare, M.*, Rezistența materialelor și teoria elasticității, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983;
- [2] *Radeș, M.*, Rezistența materialelor I, Editura Printech, 2004;
- [3] *Gere, J.M., Timoshenko, S.P.*, Mechanics of Materials, PWS-KENT Publishing Company, Boston, 1990;
- [4] [ANSYS Product Help](#)

## 9. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

$P$  = forța aplicată în capătul barei

$l$  = lungimea barei

$E, \nu$  = caracteristicile elastice ale materialului

$M$  = moment încovoietor

$\sigma_K(x)$  = tensiunea normală pe direcția axei longitudinale  $x$

$\varepsilon_K(x)$  = deformații specifice liniare pe direcția axei  $x$

$w(x)$  = deplasarea pe direcția axei  $z$

## DESIGN CONCEPTS AND OPTIMIZATION OF KINEMATIC MOUNTS USED IN SPACE APPLICATIONS

BURLOU Andreea

Facultatea de Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: SIS, Anul de studii: Master 1,  
e-mail: andreeaburlou@gmail.com

Conducător științific: prof.dr.ing. **Dan Mihai CONSTANTINESCU**

*REZUMAT: The main idea of this study is represented by the development of bipod design concepts following a set of requirements. Several aspects must be analyzed, so in the end a single design concept will be selected for further optimization process. During the selection process a lot of factors are taken into account-cost efficiency, manufacturing process.*

*CUVINTE CHEIE: bipod, rigiditate laterală, fiber metal laminate, optimizare topologică, design final*

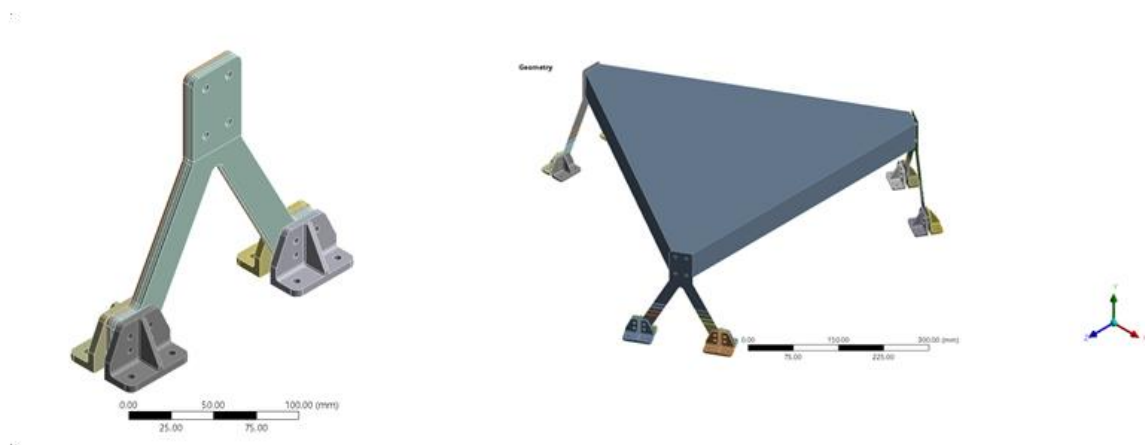
### 1. Introducere

Lucrarea se focusează pe urmărirea a două etape importante: faza de concept și faza de optimizare a bipozilor ”Kinematic Mount”.

Un bipod este un element structural folosit la asamblarea mai multor aplicații spațiale (hardware). Preponderent, bipozii ca elemente flexibile sunt utilizați când întâlnim probleme critice din punct de vedere al stabilității și rigidității ansamblului. În cele mai multe aplicații, acești bipozi joacă un rol important și în decuplajul termic al componentei hardware. Este important de menționat că ”kinematic mounts” sunt folosiți pentru instrumentele optice, telescoape, oglinzi etc.

Scopul lucrării se axează pe alegerea unui concept de proiectare și ulterior optimizarea lui pentru a satisface o serie de cerințe mecanice și termice.

În vederea alegerii unui concept, au fost analizate mai multe variante de proiectare, atât din punct de vedere al materialului utilizat, cât și din punct de vedere al design-ului. Ulterior, în funcție de rezultatele obținute, au fost alese două concepte propuse pentru următoarea fază, cea de optimizare.



**Figură 1 Design bipod. Design bipod încorporat în ansamblu**

În figura de mai sus, Figură 1, este prezentat conceptul inițial al unui bipod și integrarea sa în ansamblu. Cerințele mecanice pentru întregul ansamblu se rezumă la susținerea întregului echipament de către bipozi în condițiile lansării.



Cerințe care trebuie îndeplinite în vederea obținerii unui design final se împart în două clase principale: mecanice și termice.

- O reducere a masei de 25% față de prototip(370g).
- Pentru o analiză quasi-statică o accelerație de aproximativ 20g este aplicată pe toate cele trei direcții. Marginile de siguranță trebuie să aibă valori pozitive.
- Analiza modală trebuie să satisfacă un criteriu impus asupra primei frecvențe proprii a întregului ansamblu, ea trebuie să depășească valoarea de 80Hz.
- Rigiditatea laterală a bipodului trebuie să fie de aproximativ 10 N/mm.
- Din punct de vedere termic, pentru un bipod, valoarea conductivității termice nu trebuie să depășească 0.030W/K.
- Temperaturile de operare sunt: pentru heat source=373K, iar pentru heat sink=143K.

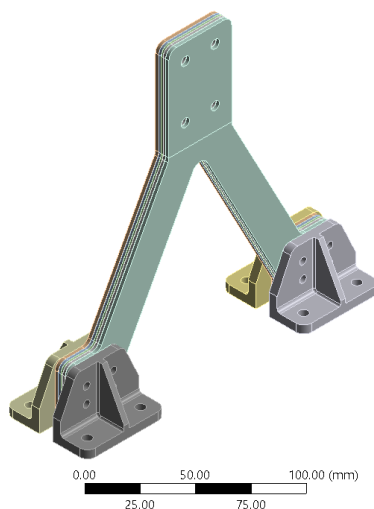
## 2. Stadiul actual

**Analiza și optimizarea Kinematic Mounts reprezintă un subiect de actualitate, întrucât utilizarea lor în aplicațiile spațiale este fundamentală. Este esențial să dezvoltăm un prototip optim care să fie capabil să susțină o componentă hardware în condițiile critice de lansare. Mai multe concepte de Kinematic Mount au fost dezvoltate de-a lungul timpului, dar fiecare aplicație spațială vine cu anumite caracteristici, ceea ce face imposibilă folosirea aceluiași prototip comun pentru toate aplicațiile.**

## 3. Concepte de proiectare

Pentru a proiecta un bipod am avut în vedere un model prezentat drept prototip, păstrând aceeași înălțime și aceleași interfețe. Motivul pentru care am păstrat interfețele prototipului este datorită integrării bipozilor într-un ansamblu. De cele mai multe ori se întâmplă ca părți dintr-un ansamblu să fie realizate în locuri diferite, de aceea interfețele trebuie să facă posibilă conectarea ulterioară.

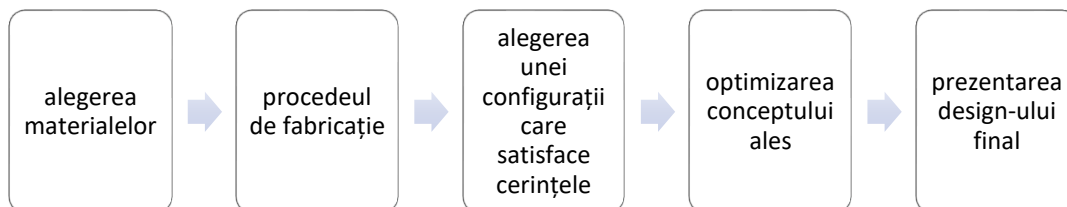
Așadar, conceptul de la care am plecat este:



**Figură 2 Design inițial**

După cum se poate observa, bipodul este alcătuit dintr-o lamelă a cărei configurație o voi prezenta sub formă tabelară și 4 suporturi. Interfața superioară va fi conectată la o altă componentă hardware, iar cea inferioară va fi prinsă de un alt suport.

Etapele parcurse pentru dezvoltarea conceptelor propuse spre analiză constă în:



În urma unui studiu parcurs pentru alegerea materialelor, am constatat că cele mai potrivite și folosite materiale pentru aplicațiile spațiale sunt aliajele de titan. Dar, din punct de vedere termic, aliajele de titan nu sunt cea mai bună opțiune, de aceea s-a ajuns la decizia de a folosi un aliaj de titan împreună cu o fibră de sticlă (bune proprietăți termice).

Ca metodă de fabricație, pentru lamele, ținând cont că vrem să utilizăm două materiale diferite, am optat pentru Fibre Metal Laminat.



**Figură 3 Fibre Metal Laminat Layup**

În cazul suporturilor, materialul ales este un aliaj de titan, dar interesant ar fi un studiu mai amănunțit pentru a vedea dacă aliajul de aluminiu poate fi folosit în locul celui de titan.

Pentru pasul următor, am propus mai multe configurații de grosimi și aranjare ale straturilor de titan și fibră de sticlă.

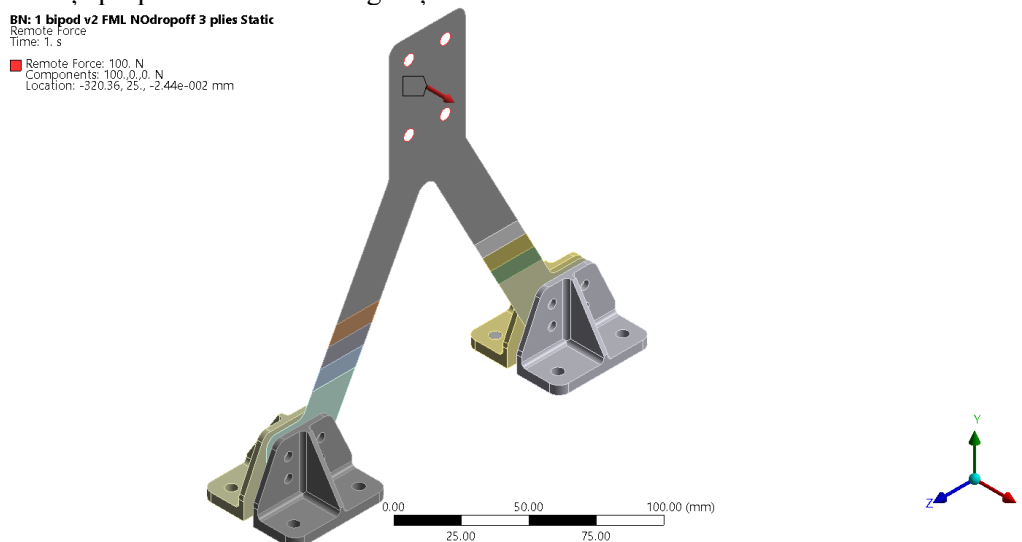
Tabel 1 Prezentare configurații

Configurație	Strat	1	3	5	7	9
Concept 1	Material	Titan	Fibră de sticlă	Titan	Fibră de sticlă	Titan
	Grosime [mm]	1	1.5	1	1.5	1
Concept 2	Material	Fibră de sticlă	Titan	Fibră de sticlă	Titan	Fibră de sticlă
	Grosime [mm]	1.5	1	1.5	1	1.5
Concept 3	Material	Titan	Fibră de sticlă	Titan		
	Grosime [mm]	1	1.5	1		

Aceste configurații au fost analizate pentru un bipod și au avut ca scop obținerea rezultatelor din punct de vedere al rigidității laterale. În același timp, am avut în vedere și aspectul masic. În funcție de rezultatele obținute, se va alege un concept sau două care ulterior vor fi analizate în întreg ansamblu (trei bipozi și greutatea care înlocuiește componenta hardware) pentru a urmări cerințele impuse pentru ansamblu.

#### 4. Rezultate

Pentru a obține valorile rigidității laterale a bipodului, a fost realizată o analiză statică în care bipodul este sollicitat cu o forță de 100N pe direcția X(out of plane). Conturul găurilor de pe talpa suporturilor este fixat pe toate cele 6 grade de libertate. Pe lângă analiza statică, am realizat și o analiză modală pentru a surprinde prima frecvență proprie a fiecărei configurații.



Figură 4 Solicitare pe bipod

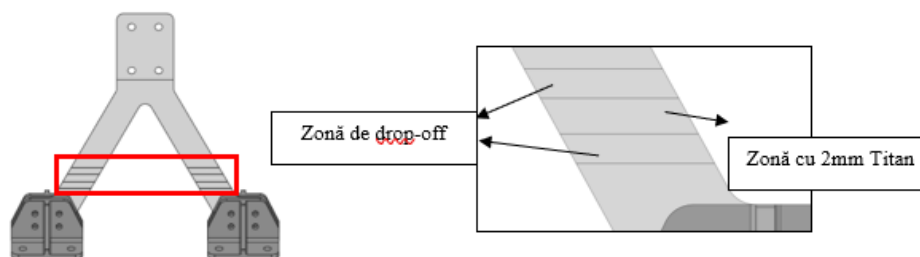
În tabelul de mai jos sunt prezentate rezultatele obținute în urma efectuării analizelor statice și modale.

**Tabel 2 Rezultate analiză statică și modală pentru 1 bipod**

Concept	Deplasare X [mm]	Prima frecvență proprie[Hz]
Prototip	8.72	66.8
Concept 1	1.68	196.7
Concept 2	2.91	157.1
Concept 3	6.05	134.6

Deoarece deplasările laterale au valori mai mici comparativ cu prototipul, pentru a obține o flexibilitate mai mare, am ales ca variantă de optimizare un design inspirat din laminatele compozite: drop-off plies.

## 5. Optimizare



**Figură 5 Configurație drop-off**

Pentru această etapă de optimizare am considerat următoarele configurații-Tabel 3. Schimbările aduse conceptelor anterioare se regăsesc la grosimile straturilor (deoarece obțineam o rigiditate prea mare) și în ordinea de stivuire a straturilor. Ultimele două au fibra de sticlă la exterior pentru a ajuta decuplajul termic.

**Tabel 3 Configurații optimizare**

Configurații	Strat	1	3	5	7	9
Concept dropoff 5 straturi	Material	titan	fibră de sticlă	titan	fibră de sticlă	titan
	Grosime[mm]	1	1	1.5	1	1
Concept dropoff 3 straturi	Material	fibră de sticlă	titan	fibră de sticlă		
	Grosime[mm]	1.5	2	1.5		
Concept fara dropoff 3 straturi	Material	fibră de sticlă	titan	fibră de sticlă		
	Grosime[mm]	1.5	2	1.5		

Rezultatele în urma efectuării analizelor statice și modale pentru configurațiile optimizate:

**Tabel 4 Rezultate optimizare layup Prima frecvență proprie[Hz]**

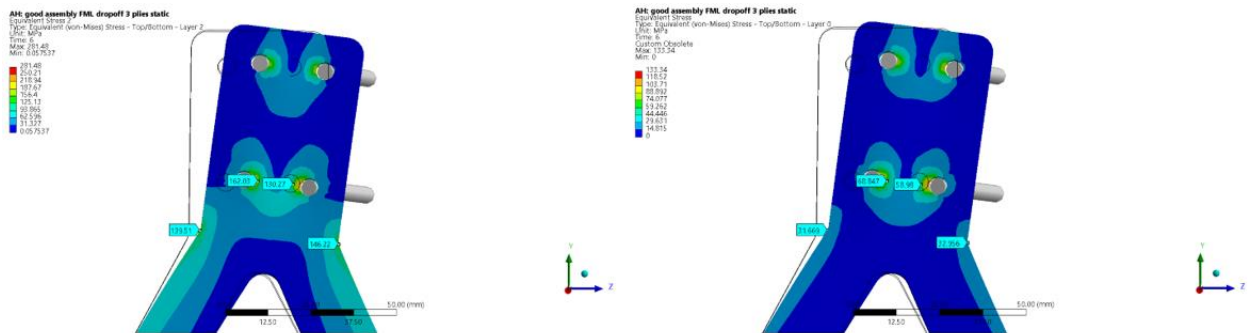
Concept	Deplasare X [mm]	Prima frecvență proprie[Hz]
<b>Concept dropoff 5 straturi</b>	10.58	77.4
<b>Concept dropoff 3 straturi</b>	10.78	89.1
<b>Concept fara dropoff 3 straturi</b>	7.71	105.2

Așadar, conceptele selectate pentru analiza bipodului integrat în ansamblu sunt: Conceptele cu 3 straturi cu și fără drop-off.

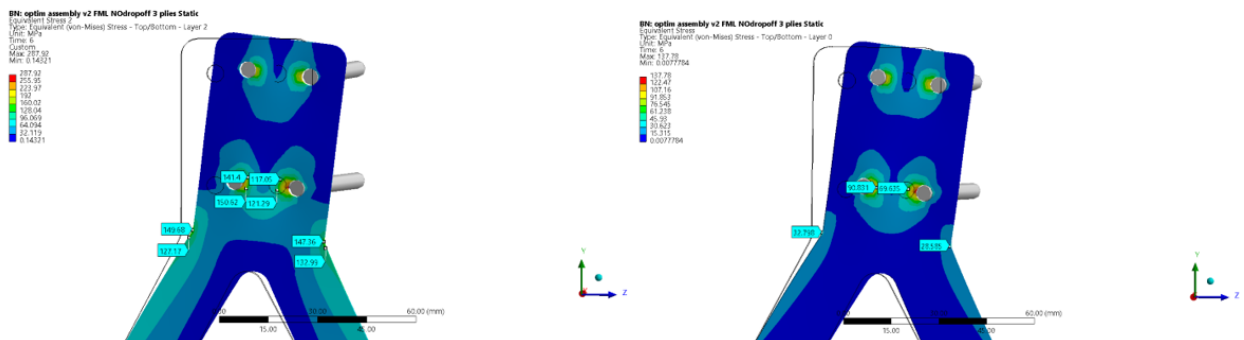
**Tabel 5 Rezultate ansamblu**

Concept	Material	Obiectiv prima frecventa proprie [Hz]	prima frecventa proprie [Hz]	Tensiune von Mises [MPa]	Tensile strength [MPa]	Compressive strength [MPa]	MOS (tensi le)	MOS (compre sive)
<b>Prototip</b>	Ti-6Al-4V	>80	91.6	211	880	970	2.16	2.48
<b>Concept dropoff 3</b>	Ti-6Al-4V	>80	86.8	150	880	970	3.44	3.90
	Fibră de sticlă			35	300	500	5.49	9.82
<b>Concept fara dropoff 3</b>	Ti-6Al-4V	>80	87.2	150	880	970	3.44	3.90
	Fibră de sticlă			35	300	500	5.49	9.82

Analiza quasi-statică și modală a întregului ansamblu este făcută pentru a vedea dacă cerințele formulate la început sunt îndeplinite. În urma analizei ansamblului, va fi selectat un design final al bipodului.



**Figură 6 Zone critice Concept cu drop-off**



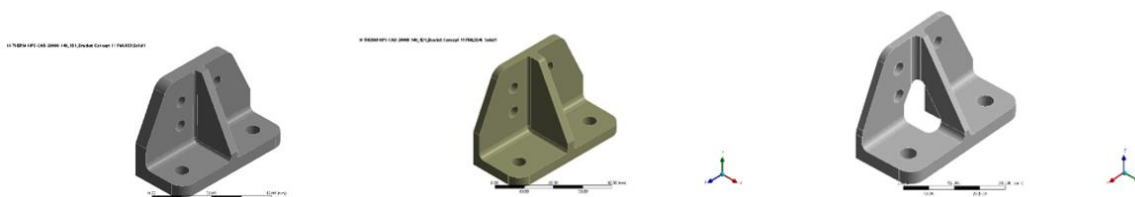
**Figură 7 Zone critice Concept fara drop-off**

Cazurile de încărcare pentru analiza quasi-statică sunt extrase din cerințele mecanice: o accelerație de 20g aplicată pe cele 3 direcții, dar care nu lucrează simultan. Conturul găurilor din tălpile suporturilor rămâne fixat.

Pe baza rezultatelor obținute, conceptul ales este cel fără drop-off, deoarece putem observa că, la nivel de ansamblu, nu se înregistrează diferențe semnificative. Deci, sacrificiul din punct de vedere al procedului de fabricație, nu aduce avantaje pe plan structural.

A fost analizată și posibilitatea de a fabrica suportii din aluminiu. Rezultatele prezentate arată că, din punct de vedere structural, aluminiul este o opțiune bună, ținând cont și avantajele reprezentate de reducerea masei și a costului de fabricație.

Pentru a reduce și mai mult masa unui bipod, am luat în considerare varianta de optimizare a suportilor. Pentru asta, am folosit modulul "topology optimization" al softului Ansys, Obiectivul impus este acela de a păstra tensiunile pe suport la același nivel, dar cu o reducere a masei sale de 25%.



**Figură 8 Optimizare suport**

Tabelul de mai jos va oferi o imagine de ansamblu asupra rezultatelor obținute în urma optimizării configurațiilor de FML și a suportilor.

**Tabel 6 Rezultate optimizare support + FML**

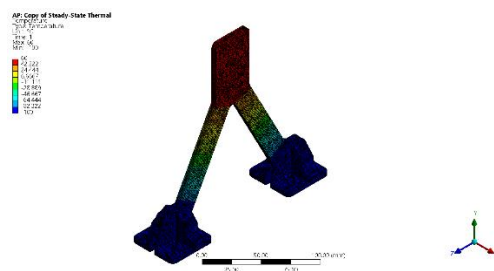
Concept	Masa bipod [g]	Reducere [%]
Prototip	370	-
Concept suport inițial	250	32%
Concept suport optimizat 1	210	43%
Concept suport optimizat 2	192	48%

Diferența dintre masele celor doi suportii optimizați nu este semnificativă atunci când privim în ansamblu întregul bipod, deoarece participația masică a suportilor este mai mică decât a lamelei. Așadar, designul final al bipodului este format din lamela concept fără drop-off cu 3 straturi și suportul optimizat 1.

Rezultatele privind conductanța termică au fost obținute în urma unei analize de tip steady-thermal unde, pe interfața superioară a fost aplicată o temperatură de 60°C, iar pe tălpile suportilor o temperatură de -100°C.

**Tabel 7 Rezultate analiză termică**

	Thermal power[W]	Temperature variation[K]	Cth[W/K]	Obiectiv[W/K]
Concept final	0.86	160	0.005375	0.03
Prototip	0.86	160	0.009	0.03



**Figură 9 Variația temperaturii**

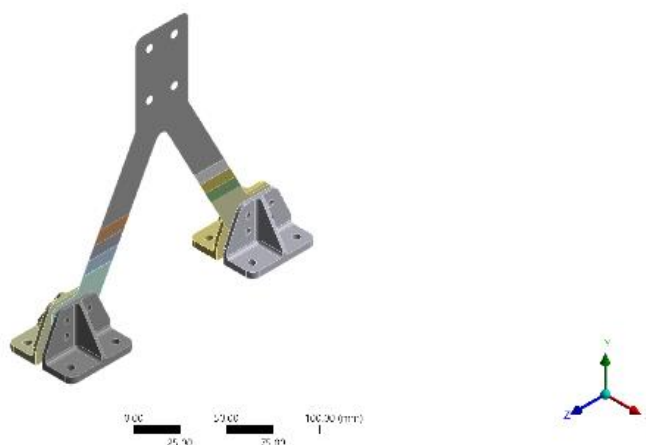
## 6. Concluzii

Această lucrare a avut ca scop principal prezentarea unui concept optim de proiectare pentru un bipod "Kinematic Mount". Un aspect secundar, dar în jurul căruia s-a dezvoltat subiectul, este cel constituit de condițiile impuse și prezentate în primele părți ale lucrării. Bipodul optim trebuie să satisfacă cerințele mecanice și termice și în același timp să fie eficient și din punct de vedere al costului de producție.

Tabel 8 Satisfacerea condițiilor impuse

Cerința	Descrierea	Rezultat	Conformitate
1	Reducerea masei de 25% față de prototip	Reducere de 43% (de la 370.5g la 211.8g)	Conform
2	Rigiditatea laterală a bipodului creat să fie comparabilă cu rigiditatea prototipului	Rigiditate de 12.97N/mm comparabilă cu prototipul 11.46N/mm	Conform
3	Prima frecvență proprie mai mare de 80 Hz	85.15Hz	Conform
4	Obiectivul pentru conductanța termică 0.030W/K	Conductanță termică 0.0053W	Conform

Geometry



Figură 10 Design final bipod

## 6. Bibliografie

- [1].Hale, L. C., & Slocum, A. H. (2001). "Optimal design techniques for kinematic couplings". *Precision Engineering*, 25(2), 114-127.
- [2].Kihm, H., Yang, H. S., Moon, I. K., Yeon, J. H., Lee, S. H., & Lee, Y. W. (2012). "Adjustable bipod flexures for mounting mirrors in a space telescope", *Applied optics*, 51(32), 7776-7783.
- [3].Weingrod, I., Chou, C. Y., Holmes, B., Hom, C., Irwin, J. W., Lindstrom, O., ... & Wüelser, J. P. (2013, September). "Design of bipod flexure mounts for the IRIS spectrometer". In *Optomechanical Engineering 2013* (Vol. 8836, p. 88360Q). International Society for Optics and Photonics.
- [4].Thompson, M. K., & Thompson, J. M. (2017). *ANSYS mechanical APDL for finite element analysis*. Butterworth-Heinemann.
- [5]. Wang, Y., Wang, P., & Liu, Z. (2021). Research and Design of Kinematic Support Flexibility for Metal Mirror. *Optik*, 166386.
- [6]. Huo, T., Yu, J., & Zhao, H. (2020). Design of a kinematic flexure mount for precision instruments based on stiffness characteristics of flexural pivot. *Mechanism and Machine Theory*, 150, 103868.



# OPTIMIZATION OF MOUNTAIN BIKE SUSPENSION TRIANGLE

MECHTALY Nisrine

<sup>1</sup>Facultatea: UPB, Specializarea: FIIR, Anul de studii: 4 , e-mail: nisrine.mechtaly@gmail.com

1

Conducător științific: Prof.Docteur.Ing. **Garbriel JIGA**

*Abstract:*

*The objective of this project is to design a full suspension ATV Triangle. The module designed must meet certain criteria. The ultimate goal is to design the lightest and strongest triangle possible and thus find the best combination of lightness and strength.*

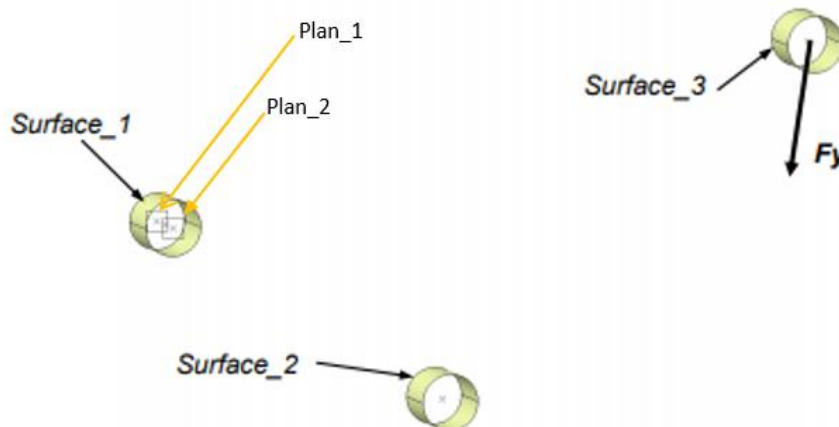
*The design of the triangle and the optimization of its mass will be realized with the help of CATIA V5 software.*

*CUVINTE CHEIE:* All-suspension mountain bike suspension triangle - Optimization – mass - strength.

## 1. Introducere

To start with, I was interested in the existing suspension ATV Triangle, so I was interested in the raw I want to have. The blank of this part is obtained by the shell casting process (no gravity) from a permanent mold. The material of the triangle is an aluminum alloy with a yield strength of 120 MPa (including safety factor).

Then I identified the functional surfaces of this room, they will be presented in the figure below:



**Figure 1: Functional Surfaces + planes limit of the thickness of the part**

These functional surfaces will be kept during our study. The maximum thickness of the suspension triangle will be defined by Plan\_1 and Plan\_2.

Then, I decided to study the load applied on the triangle and the fixation that will be applied to it. To summarize, the suspension triangle is pivotally connected to the other suspension elements at the two functional surfaces 1 and 2.

A load of 2000 N is applied to surface 3. The force is directed along the Y-axis of the skeleton and oriented towards negative values.

Thus, I will try to find an optimal shape for this triangle to minimize its mass while respecting the following constraints:

- Respect the functional surfaces.
- Ensure the mechanical strength and rigidity of the part (maximum displacement < 0.25mm; maximum stress < 120MPa).
- Integrate the constraints of obtaining a rough casting: radii, draft, homogeneity of the part.

## 2. Stadiul actual

In the bicycle industry, rear suspension wishbones have a mass of about 1300g. Below is an example of the MTB Suspension Triangle sold on the website “COMMANCAL”. This triangle has a mass of 1384g.



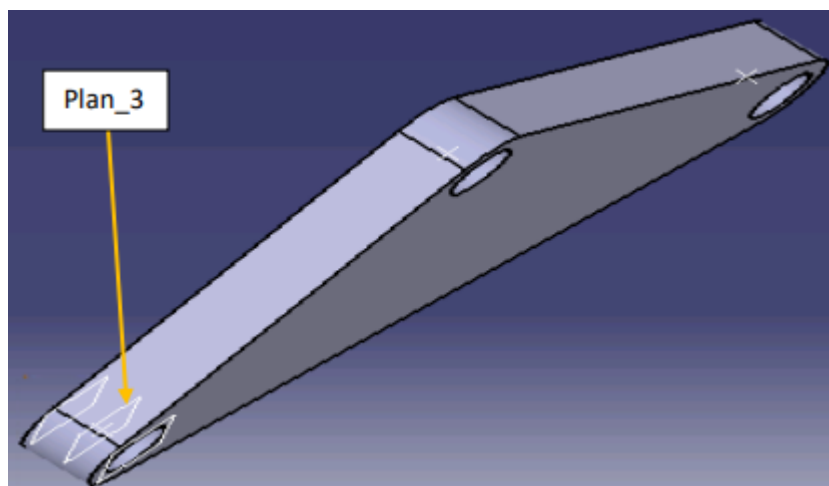
Figure 2: MTB Suspension Triangle on Commancal website

There are several frame materials options: aluminum, carbon fiber, titanium, and steel. Each has its advantages and disadvantages, and the choice of material is based on budget and intended use. The first step is to define your desired criteria: lightness? reliability? budget? and then the choice will be based on these criteria.

	Price	lightness	rigidity	solidity	vibration damping
Aluminum	Low	+++	+++	+++	+
Carbon Fiber	+++	++	+++	+++	+++
Steel	++	-	-	-	+++
Titanium	++++	+++	+++	+++	-

Depending on our needs, I prefer to opt for aluminum.

Based on the specifications announced above, I started by making the general shape of the triangle. This shape will be presented below:

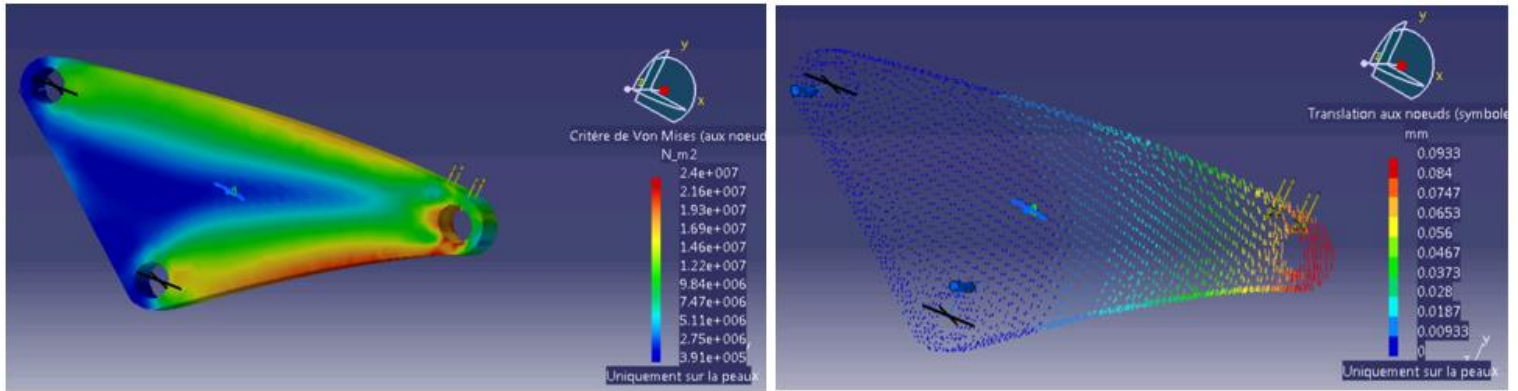


**Figure 3: CATPART model of the start**

This first modeling is rather rough, it is used to define the external shape of the triangle and to study the presence and location of the constraints and displacement.

The plane\_3 is added to allow me to realize a symmetrical material removal and also to foresee the realization of the drafts.

I started by making a first analysis of the model on CATIA (thanks to the GSA workshop). This first study makes it possible to determine the zones subject to the majority of the constraints and those which are less.



**Figure 4: 1st stress simulation and 1st stress simulation of displacement**

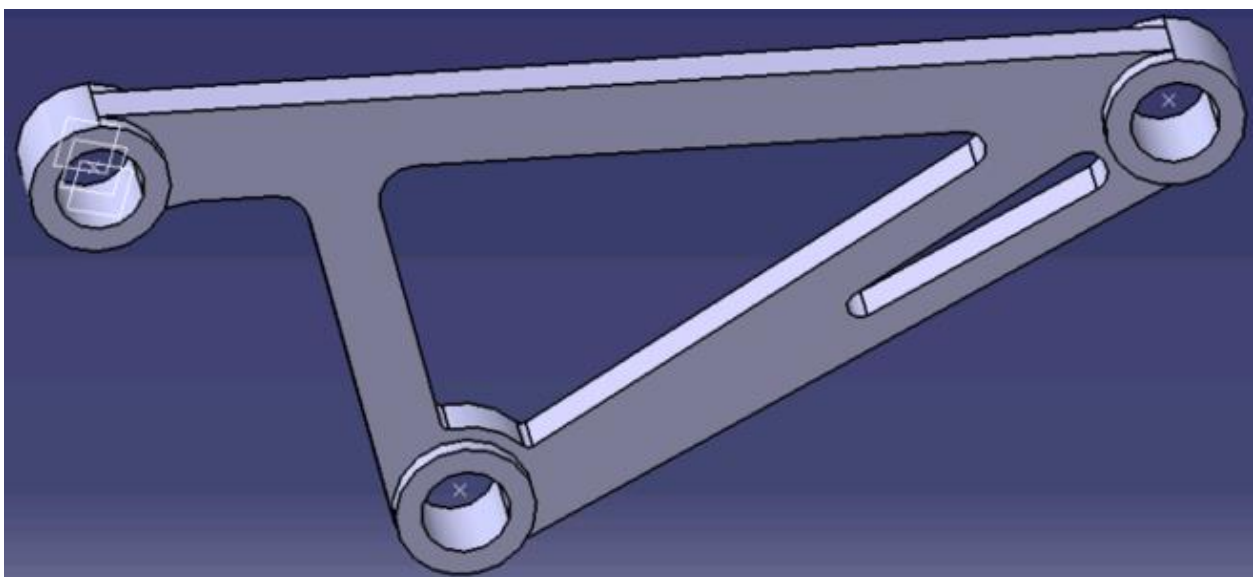
By analyzing the shape of the triangle in the picture above, we have:

- The mass: 1002g
- Displacement max: 0.0933 mm
- Constraints :  $2.4 \cdot 10^7 \text{ N}_m^2$

This first model guides us and gives us an idea of the possible modifications that can be considered for the shape of the triangle. It will be necessary to remove material from the low stress areas, and to add material -if necessary- from the high stress areas.

We can clearly see the areas where material can be removed (the blue areas = low stresses).

In order to optimize the part, I proceeded to several tests. Each time, I remove the material based on the analysis of before, I make a simulation and I integrate the result in my model. After all the optimizations, my piece has the form presented below:



**Figure 5:final shape of the triangle**

With this shape, the mass of the triangle is optimized by checking the constraints, such as:

$$\text{Mass} = 82\text{g} * \text{Yield strength} = 79 \text{ MPa} * \text{Displacement} = 0.245\text{mm}$$

In this study, we have a foundry blank. I must include in my triangle the radii and the drafts to facilitate the recovery of the part.

The attached plane was defined beforehand (it is 1plane\_3). The drafts will be constructed through this plane (by symmetry with respect to plane\_3). Such as:

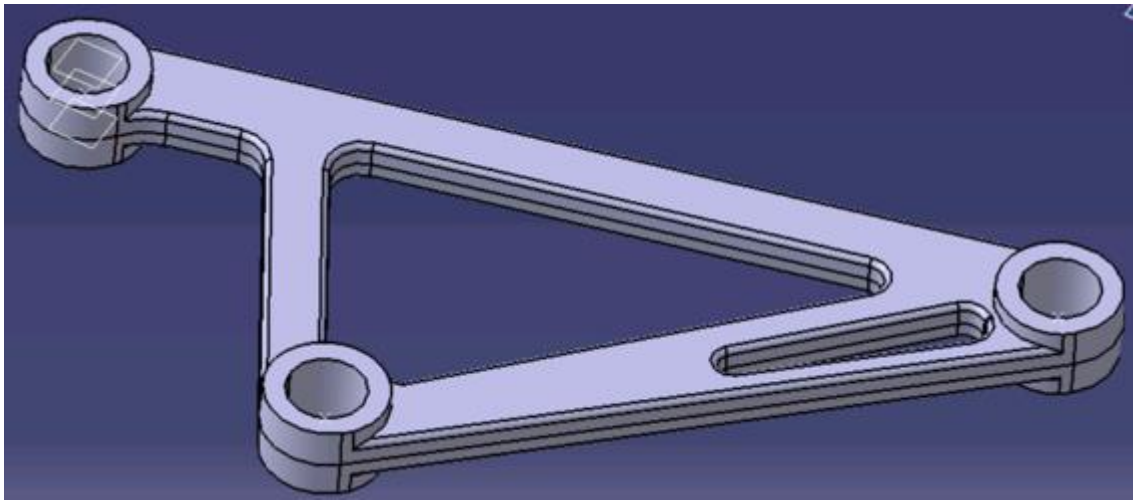


Figure 6: Gross of the triangle

After adding the leaves and the remains, I rechecked the validity of the constraints. Such as:

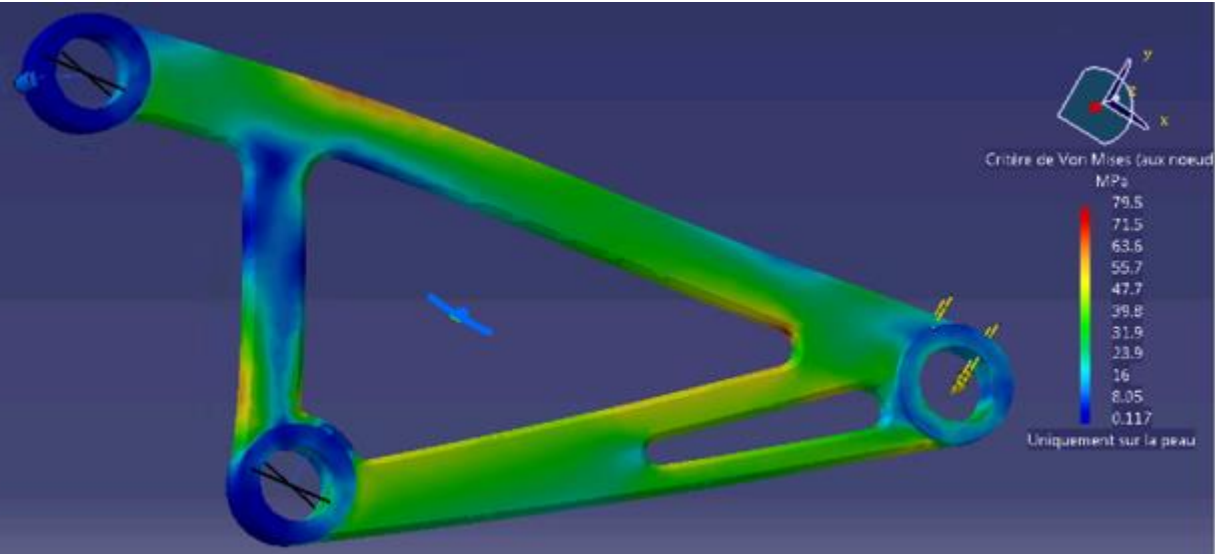
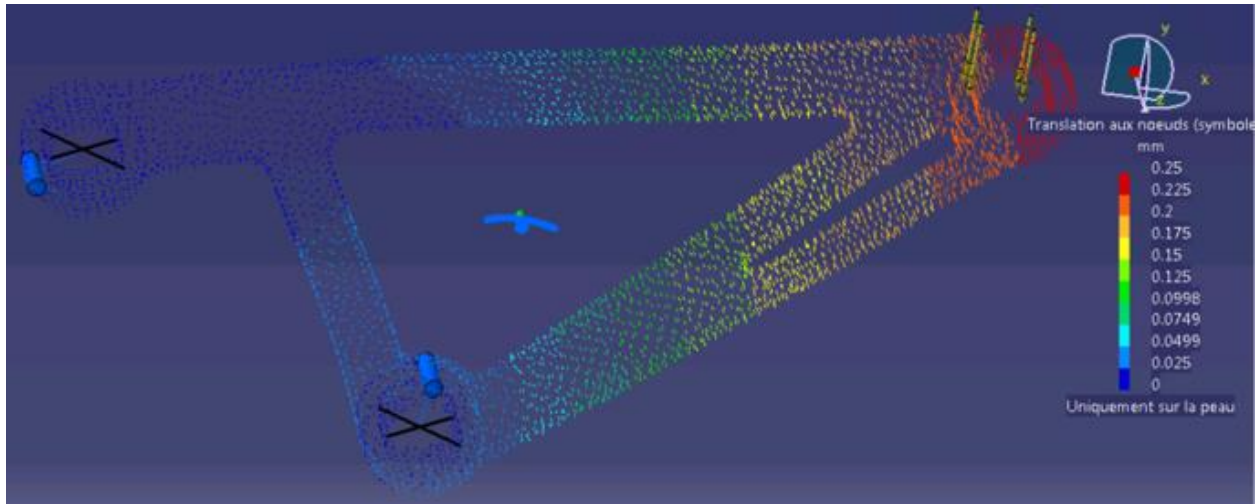


Figure 7: Elasticity limit of the Crude



**Figure 8: Calculation of gross displacement**

According to the calculation, my raw part respects the specifications mentioned above (maximum displacement < 0.25mm; maximum stress < 120MPa). With a final optimized weight of 82g.

## 6. Concluzii

<b>Characteristics</b>	<b>Before</b>	<b>After</b>
Mass	1002 g	82.2 g
Maximum stress	24 MPa	79,5 MPa
Maximum total displacement	0,033 mm	0,25 mm

- ❑ The purpose of this analysis was to find the best configuration of the lightness and the strength of a mountain bike, respecting the allowable values for the stress and the displacement.
- ❑ According to the standards stipulated for this type of bikes, the maximum allowable values for the displacements are 0,3 mm.
- ❑ However, I considered a severe condition to be in the safe side of 0,25 mm. Consequently, a margin of security has been taken into account.
- ❑ Even if in such a case the stress is higher than in the first one, it is totally acceptable since it does not exceed the allowable limit of 120 MPa.

## 8. Bibliografie

1. [ICATIA V5 Software
2. My home school classes
3. <http://cyberdoc.univ-lemans.fr/theses/2003/2003LEMA1022.pd>
4. [https://fr.wikipedia.org/wiki/Cadre\\_de\\_bicyclette](https://fr.wikipedia.org/wiki/Cadre_de_bicyclette)
5. <https://www.glisse-alpine.fr/vtt-semi-rigide-ou-tout-suspendu-comment-choisir/>
6. [https://fr.qyhcarbon.com/qtour-29er-carbon-full-suspension-xc-trail-enduro-mtb-frameset\\_p10.html](https://fr.qyhcarbon.com/qtour-29er-carbon-full-suspension-xc-trail-enduro-mtb-frameset_p10.html)
7. <https://www.probikeshop.fr/static/vtt-comprendre-cinematiques-suspensions-vtt.html>
8. <https://www.commencal-store.com/triangles-arriere-c102x3781623>
9. <https://fullattack.cc/didactique-suspension-la-cinematique/>
10. <https://cahier-de-prepa.fr/ptsi-vauban/download?id=1998>
11. [https://www.academia.edu/10354084/Test\\_Analyse\\_fonctionnel\\_VTT](https://www.academia.edu/10354084/Test_Analyse_fonctionnel_VTT)
12. <https://www.bikeradar.com/features/the-ultimate-guide-to-mountain-bike-rear-suspension-systems/>
13. <https://ntxtrails.com/parts-of-a-mountain-bike/>
14. <https://www.rei.com/learn/expert-advice/suspension.html>
15. <https://www.focus-bikes.com/int/fold>
16. <http://www.mytopschool.net/mysti2d/activites/polynesie2/ETT/C052/23/VTTbomba/index.html?Activite2.html>

## 9. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

$A_{SL}$  = aria suprafeței laterale [ $\text{mm}^2$ ];

$A_t$  = aria totală [ $\text{mm}^2$ ]

## STUDIUL COMPORTARII LA IMPACT A UNUI NOU TIP DE MATERIAL SANDWICH UTILIZAT PENTRU AMORTIZAREA SOCURILOR, PROPUȘ IN CONFECTIONAREA CASTILOR DE PROTECTIE MOTO.

### IMPACT BEHAVIOR OF A NEW TYPE OF SANDWICH MATERIAL USED FOR SHOCK DAMPING, PROPOSED IN MOTORCYCLE HELMET MANUFACTURING

STANCIU<sup>1</sup> Cornel Răzvan<sup>1</sup>,

<sup>1</sup>Facultatea:F.I.I.R., Specializarea: Siguranța și Integritatea Structurilor, Anul de studii: Master I, e-mail: [razvan.stanciu7@yahoo.ro](mailto:razvan.stanciu7@yahoo.ro)

Conducător științific: Prof.dr.ing. Gabriel JIGA

*ABSTRACT: The gyroid body is a triple periodic material with the specific property of having the Poisson Coefficient negative, thus being a very good infil forshock damping. The performed simulation are ealised on a 25x25x5 body, using Explicit Dynamisc, we simulated the guided drop test, with the same characteristics as the motorcycle helmets producer uses.*

*CUVINTE CHEIE: Structuri "sandwich", Gyroid, Shock damping, Impact, Composites*

#### 1. Motivația alegerii temei

Petrecandu-mi mare parte din timpul liber înconjurat de oamenii din diverse cluburi moto și având o pasiune pentru tot ce înseamnă motocicletă, am observat că în ciuda evoluției materialelor și a modurilor de realizare a echipamentelor de protecție, în momentul de față, nu există un echipament care să poată asigura siguranța unui motociclist în cazul unui accident rutier real.

Acest fapt și prietenii care au trecut printr-un accident și deși ai scăpat, consecințele accidentului sunt încă vizibile, sunt principalele motive pentru care am decis să mă folosesc de tot ce am învățat în timpul licenței pe domeniul de robotică, dar și în masterul pe care am decis să îl urmez anume Siguranța și Integritatea Structurilor, pentru a încerca să găsec o soluție cu ajutorul căreia urmările accidentelor moto să fie de domeniul trecutului.

Primul pas pentru ca acest lucru să fie posibil a fost proiectarea unei căști de protecție care să amortizeze socul initial.



Fig. 1. Elementele componente ale echipamentului de protecție moto[1]

#### 2. Definiție. Scurt istoric.



Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

Casca este un echipament de individual destinat protecției capului. Aceasta este versiunea modernă a medievalului coif, ce era confecționat din metal, având scopul de a amortiza șocurile survenite în timpul confruntărilor armate.

În urma evoluției acesteia, în acest moment este folosită în mai multe domenii precum:

- Domeniul militar
- Domeniul sportiv
- Domeniul construcțiilor
- Serviciile de urgență



Fig. 2. Căști de protecție aparținând mai multor domenii [2-4]

În momentul actual, în cazul căștilor de protecție moto, majoritatea sunt realizate din carbon sau diferite materiale compozite, fiind concepute pentru a rezista la mai multe șocuri, rămânând funcționale.

### 3. Materiale utilizate în cadrul studiului

- Pentru crearea caștii am luat în considerare posibilitatea de a distruge casca în urma unui singur șoc. Astfel o mare parte din energia generată inițial de șoc este disipată de distrugerea primului strat de material și anume al **fibrei de sticlă**.
- Un al doilea strat de material este realizat dintr-un material compozit de tip **cauciuc**, menit să reducă tensiunile remanente apărute în urma distrugerii primului.
- După consultări și teste am ales un al treilea strat de tipul **gyroid**, un model de printare triplu periodic având coeficientul lui Poisson negativ. Acest strat poate fi confecționat din mai multe tipuri de material, printre care putem aminti **ABS, PLA, rășini** etc.

**Tabelul 1. Proprietățile mecanice ale materialelor folosite**

Material	Densitate [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulul de elasticitate [MPa]	Coeficientul lui Poisson ( $\nu$ )
Fibră de sticlă	2E-6	45000	0.30
PLA	1.04E-6	2390	0.399
Silicon	1,12E-6	500	0.49
Aliaj de aluminiu	2,77E-6	71000	0,33

#### 4. Metode de testare a căștilor de protecție conform STAS

În momentul actual pentru testarea caștilor de protecție moto se folosesc două metode oficiale DOT sau “Department of Transportation” în SUA și ECE22.05 sau “Economic Commission of Europe” în Europa. De asemenea opțional se mai folosește testul SNELL.

Pentru testul DOT este folosit un sistem cu ghidaj cu șina, astfel căderea fiind controlată astfel încât casca să fie supusă la șoc într-un singur punct pentru a putea determina capacitatea căștii la multiple solicitări. Se realizează două încercări pentru fiecare cască, căderea fiind inițiată de la înălțimea de 1.83 m în cazul ambelor solicitări. Accelerația maximă atinsă pentru acest test este de 400 G.

Testul ECE22.05 folosește un sistem fără ghidaj, casca căzând liber de la 2m, fiind realizată o singură încercare la o accelerație de 275 G.

Testul SNELL este cel mai complex, pentru acesta folosindu-se un sistem de ghidaj cu două cabluri, casca fiind încercată de două ori de la înălțimi diferite, astfel prima încercare se realizează de la înălțimea de 3.06m, iar cea de-a doua de la 2.25m. Vitezele la care sunt testate căștile diferă în funcție de dimensiunile acestora, astfel pentru mărimile XXS, XS, S, M, L accelerația este de maxim 275G, pentru mărimea XL accelerația maximă este de 264G, iar pentru mărimea XXL accelerația maximă nu trebuie să depășească 243G.

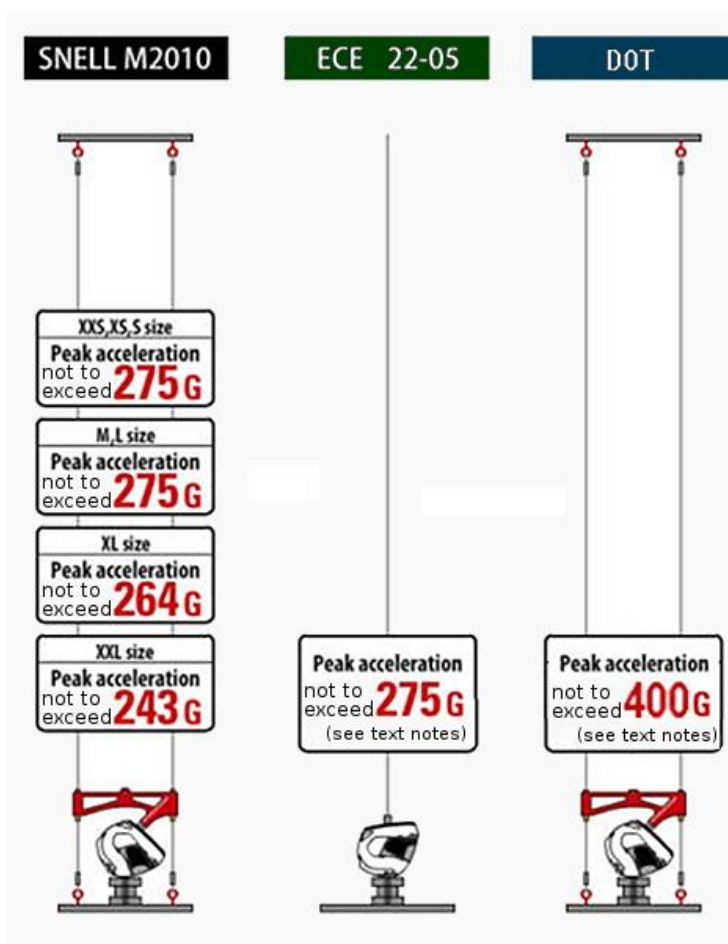


Fig. 3. Accelerația maximă pentru fiecare test [5]

Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

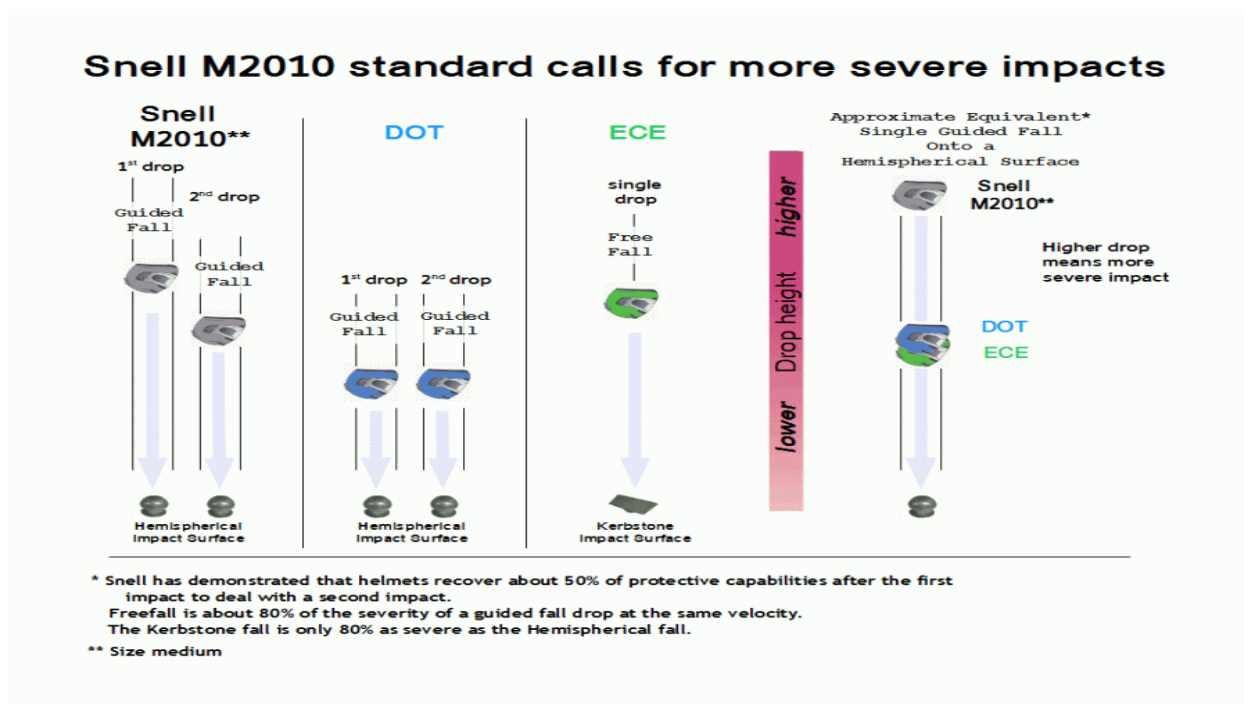


Fig. 4. Înălțimea de la care se efectuează încercările pentru fiecare test [5]

## 5. Realizarea epruvetelor și încercările efectuate

Pentru realizarea simulării, una din cele mai dificile probleme a fost modelarea corpului de tip Gyroid.

Corpul a fost realizat inițial în programul 3dMax, însă în urma introducerii în Ansys, discretizarea a fost imposibil de realizat.

A doua încercare a fost realizată cu ajutorul programului Căția V5R21, problema apărută în cazul acestui program a fost realizarea modelului solid.

În cele din urma, rămânând fără variante, am apelat la compania nTopology, aplicând pentru o licență educativă a programului nTop Platform.

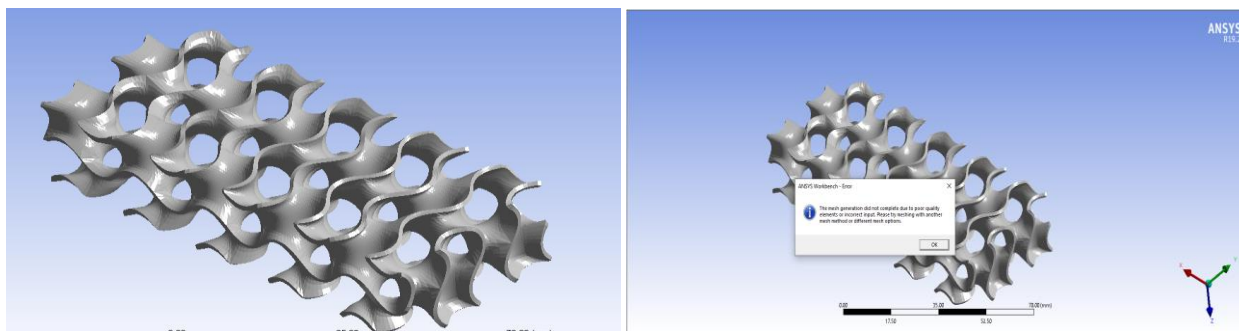


Fig. 4. Modelul realizat în 3dsMax

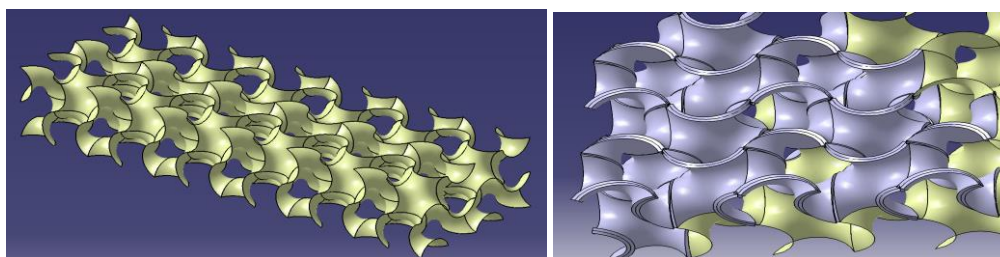


Fig. 5. Modelul realizat în Catia

## nTopology

Hello Cornel,

Thank you for completing the nTop Platform academic license request form.

We will be sending you a license/password request tomorrow (check your spam folder). Once your license is established your software will be available for installing. After installing the software, you'll find the **documentation** under the help menu. The documentation includes information and examples which will help you get up and running relatively quickly. We also have a developing [support site](#) to help you get up and running. And here is a [basic training video](#). Here are [informative videos](#), past [webinars](#), as well as our recent series of online events on our [youtube channel](#).

The free version of nTop Platform for education does not come with technical support and cannot be used for commercial purposes. To help you work with the platform, we have created a community of academics, educators, and students. Members of this group are leveraging the power of nTop platform, and leading the way by developing and sharing their work, knowledge, and experience: sharing best practices, asking questions, discovering solutions, contributing to the development of our software, and learning how to make the best use of our tools.

Here is an invitation to the slack group. This is an ideal place for the education community to share ideas, ask questions, find answers, post notebooks, and announce talks, presentations, articles, etc. Please join the slack group (made possible through a partnership with RIT) as part of your commitment to being a member of the education community: [https://ntopology.education/join\\_slack](https://ntopology.education/join_slack)

If you have any questions about the above, please reach out to me.

-Liz

Fig. 6. Obținerea licenței nTop Platform

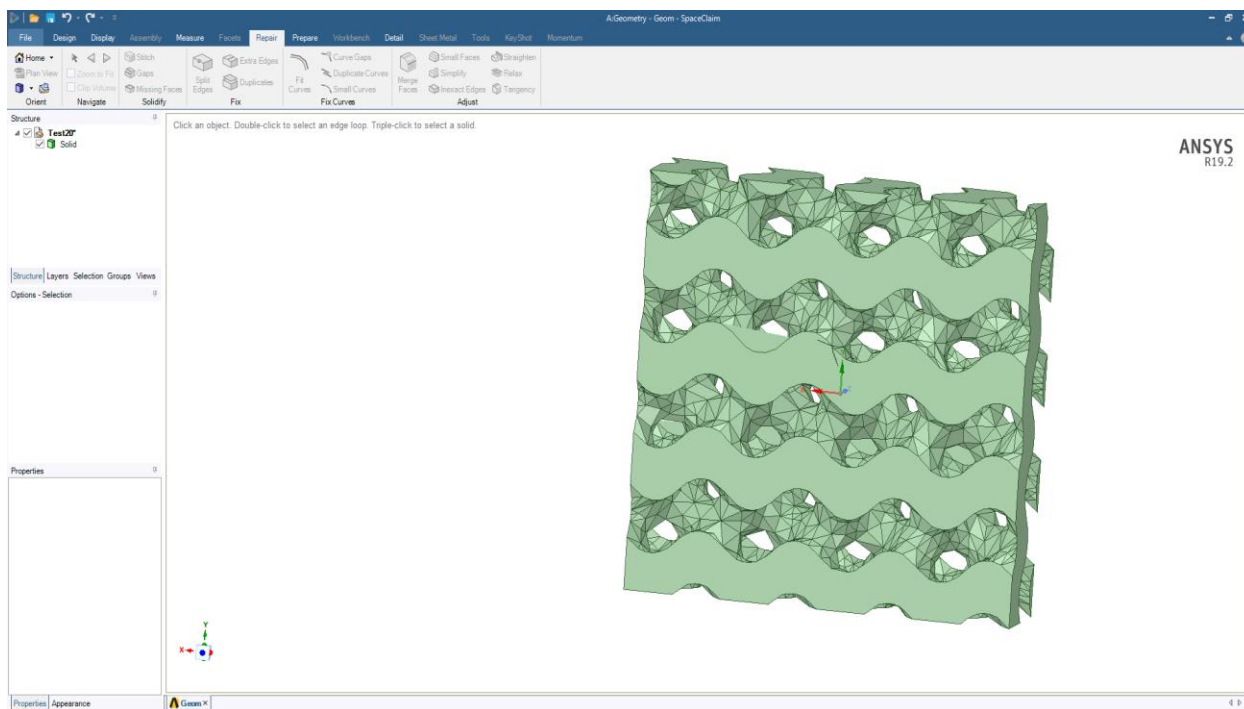


Fig. 7. Modelul realizat cu ajutorul programului nTop

Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

Datorită situației actuale nu am reușit să realizez experimentele fizice, acestea urmând să fie reluate în momentul în care voi avea acces în universitate.

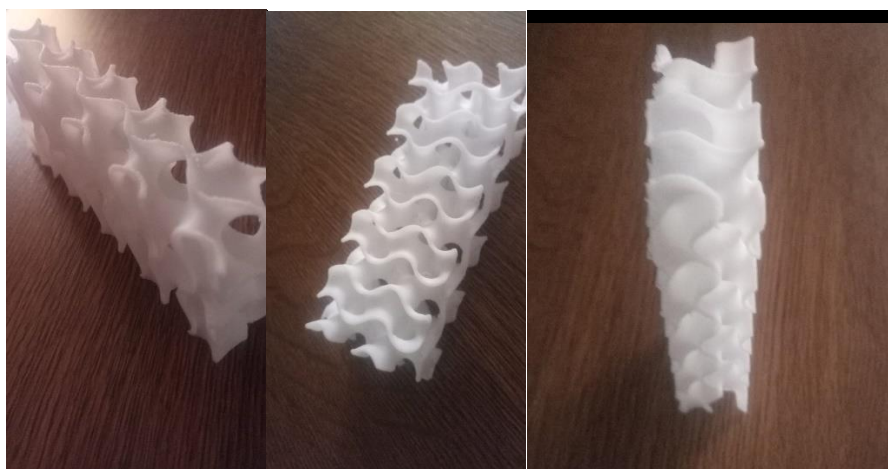


Fig. 8. Epruvete printate cu ajutorul imprimantei 3D

În cele din urmă, am realizat modelele finale cu ajutorul programului Cura Ultimaker. Folosind pentru acestea următoarele setări:

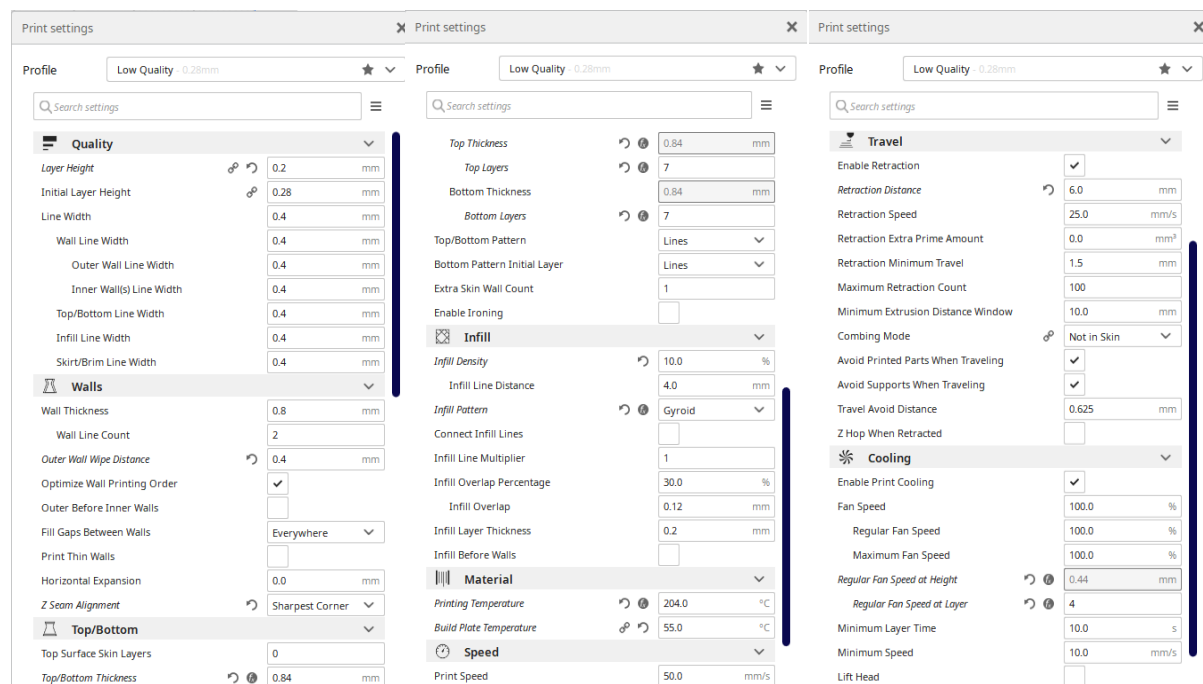


Fig. 9. Setari pentru printarea epruvetelor în versiune finală

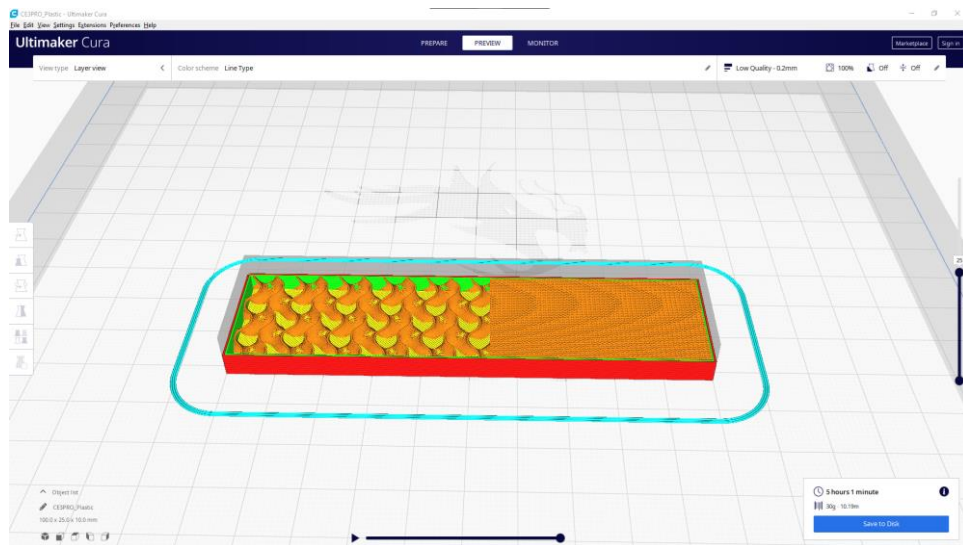


Fig. 10. Previzualizare straturi epruveta în Cura Ultimaker

Pentru adăugarea straturilor de silicon și fibră de sticlă au fost realizate două forme (similar cu realizarea elementului din PLA) având înălțimi diferite. O prima formă ce urmează să fie folosită la realizarea stratului din silicon are  $h=15\text{mm}$  iar cea de-a doua folosită pentru realizarea fibrei de sticlă  $h=18\text{ mm}$ .

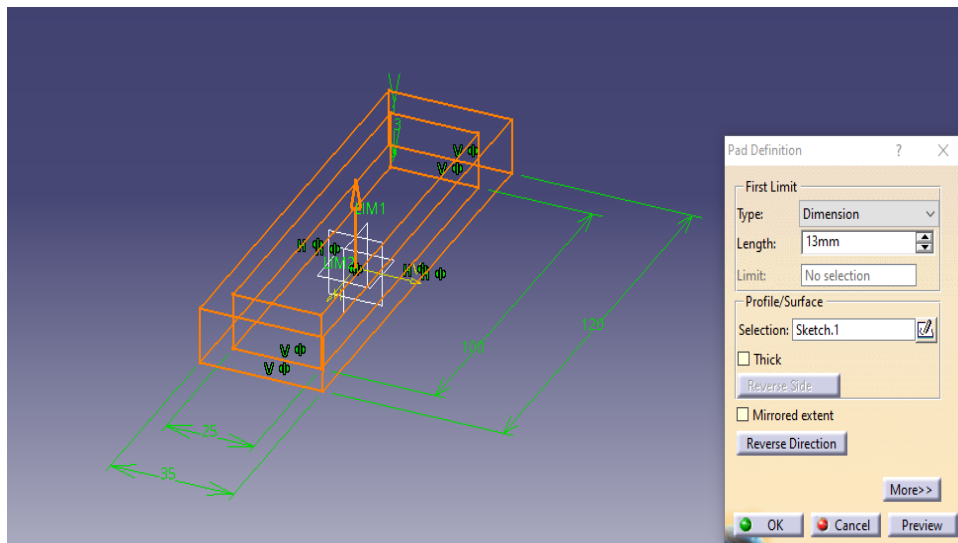
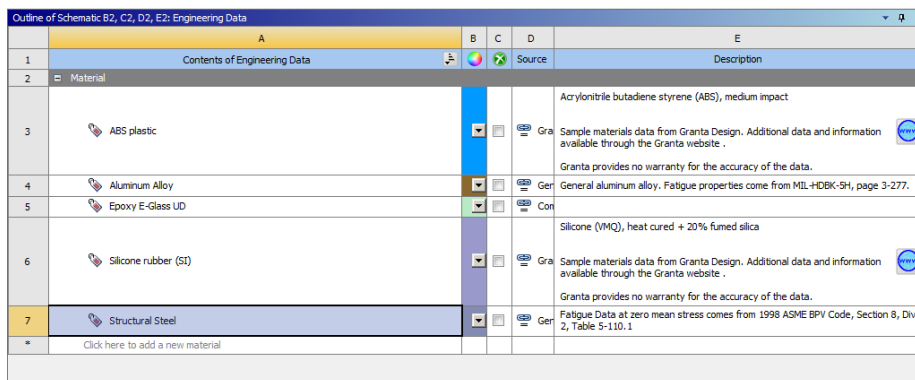


Fig. 11. Matrița folosită la realizarea straturilor de fibră de sticlă și silicon

Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

## 6. Pregătirea simulării în Ansys

După exportarea piesei de tip Gyroid, aceasta a fost introdusă în Ansys pentru a fi pregătită (rezolvarea micilor imperfecțiuni geometrice apărute în timpul exportului).



1	A	B	C	D	E	
2	Contents of Engineering Data				Source	Description
3	Material					Acrylonitrile butadiene styrene (ABS), medium impact
4	ABS plastic				Granta	Sample materials data from Granta Design. Additional data and information available through the Granta website. Granta provides no warranty for the accuracy of the data.
5	Aluminum Alloy				Granta	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
6	Epoxy E-Glass UD				Con	
7	Silicone rubber (SI)				Granta	Silicone (VMQ), heat cured + 20% fumed silica. Sample materials data from Granta Design. Additional data and information available through the Granta website. Granta provides no warranty for the accuracy of the data.
*	Structural Steel				Granta	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
	Click here to add a new material					

Fig. 12. Alegerea materialelor în Ansys

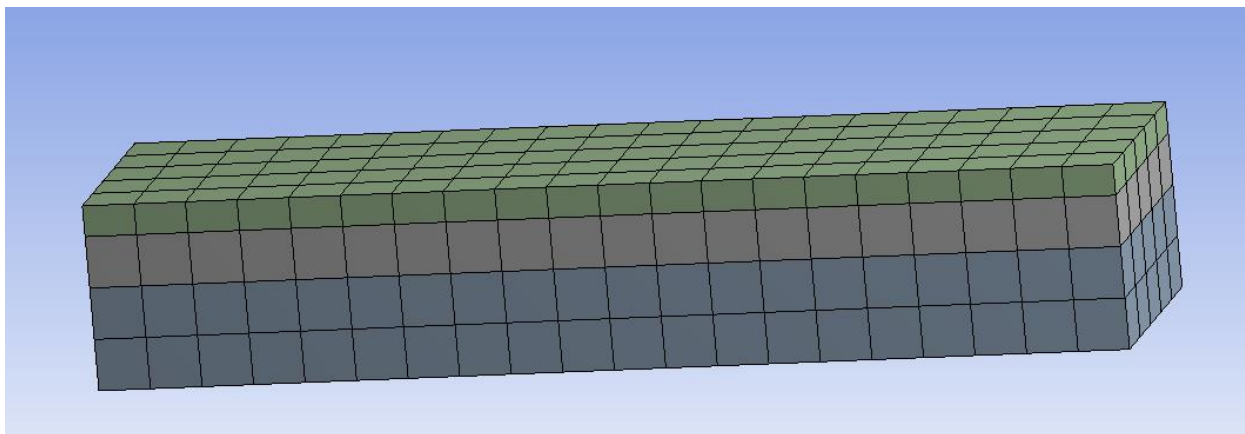


Fig. 13. Realizarea Meshului în Ansys-Static Structural model cu procent de umplere de 100%

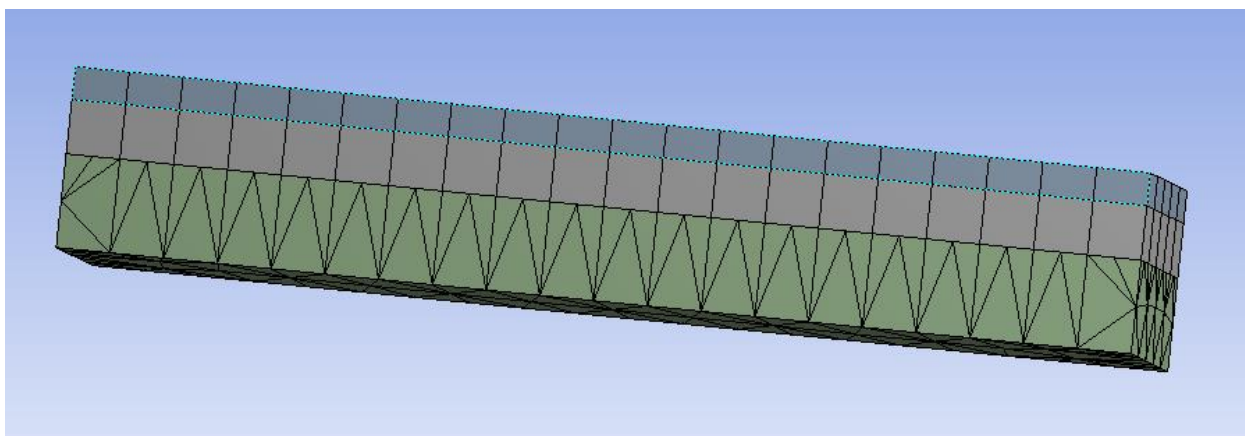


Fig. 14. Realizarea Meshului în Ansys-Static Structural model Gyroid cu procent de umplere de 15%

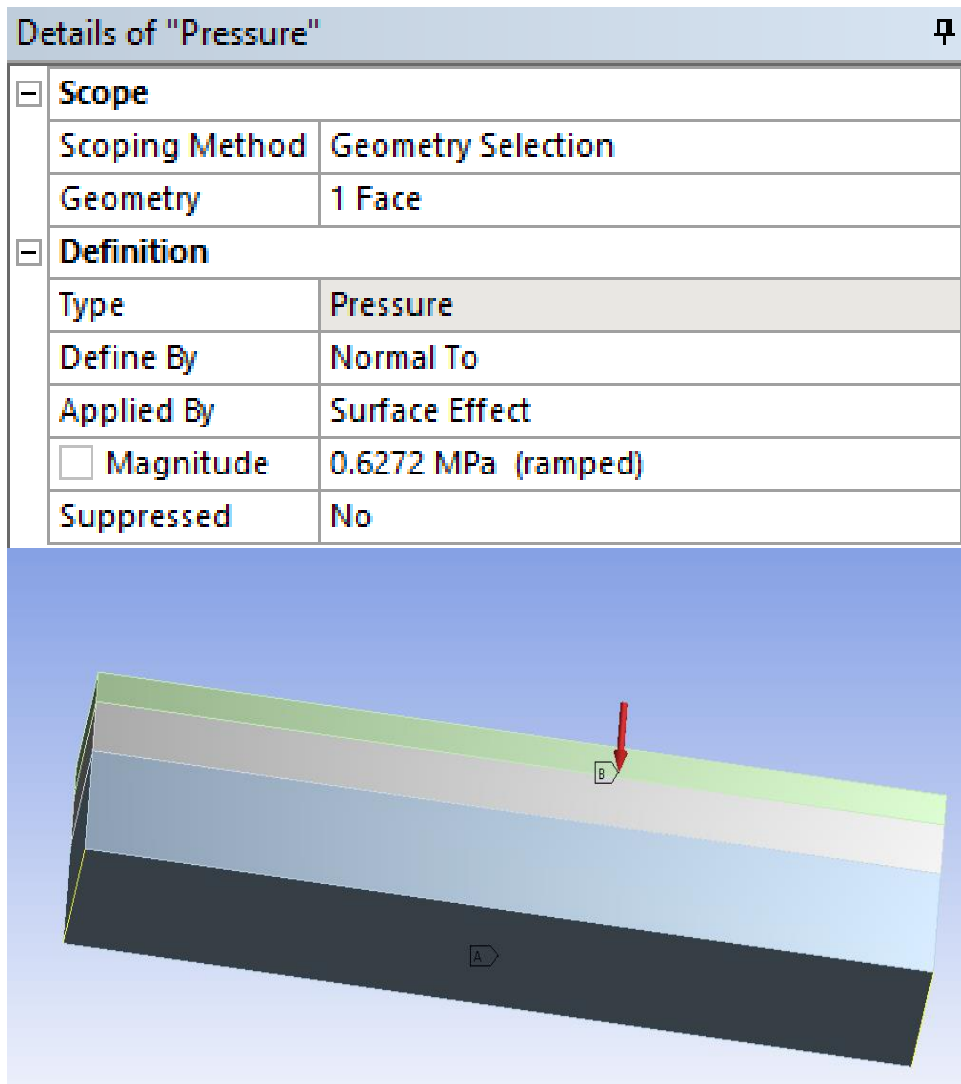


Fig. 15. Condiții la limită Static Structural

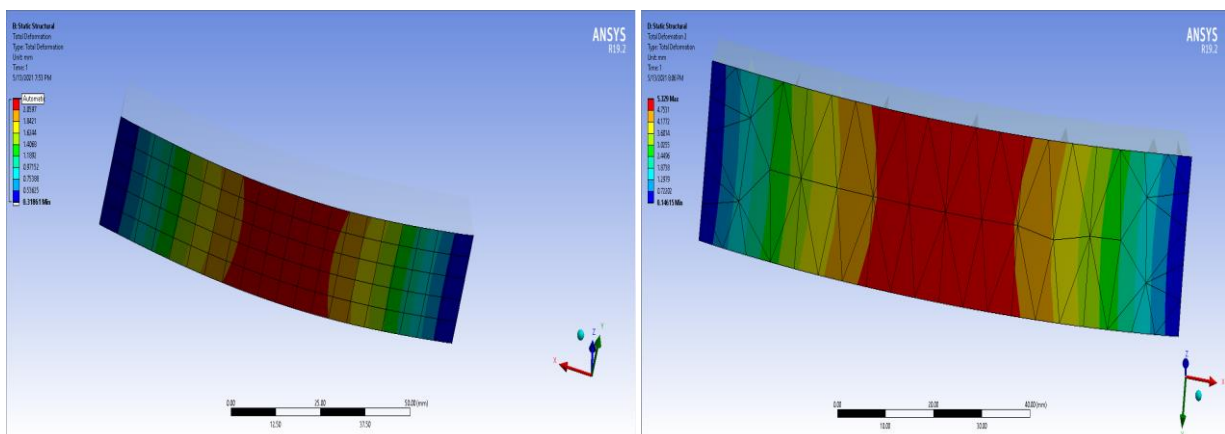


Fig. 16. Rezultate Simulare Static Structural (Deformare)



Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

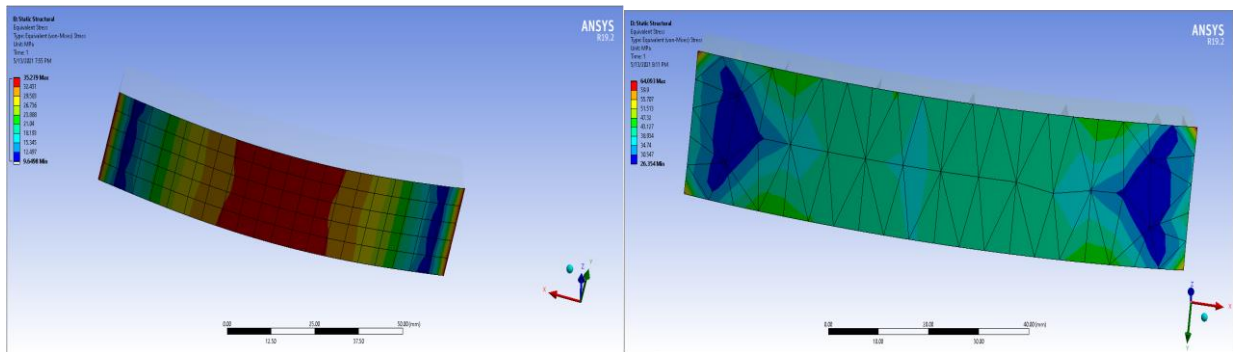


Fig. 17. Rezultate Simulare Static Structural (Harta tensiuni VM)

## 7. Calculul analitic al vitezei, timpului până la impact și energiei la impact

Pentru calculul analitic al acestor marimi au fost luate în considerare următoarele date:

- Accelerație: 400g
- Distanță față de sol: 1.83 m
- Masă: 100 kg

Utilizând aceste date au fost calculate:

- Timpul până la impact:  $t = \sqrt{2 * \frac{h}{a}} = \sqrt{2 * \frac{183}{4000}} = \sqrt{\frac{183}{2000}} = 0.3 \text{ s}$
- Viteza:  $v = \sqrt{2 * a * h} = \sqrt{2 * 4000 * 1.83} = \sqrt{8000 * 1.8} = 121 \text{ m/s}$
- Energia la impact:  $E = \frac{1}{2} * m * v^2 = m * h * a = 100 * 1.83 * 4000 = 732,050 \text{ J}$

Pentru determinarea modului de elasticitate al stratului din fibra de sticla:

- Se utilizeaza metoda amestecului.

$$V_f = \frac{\frac{m_f}{\rho_f}}{\frac{m_f}{\rho_f} + \frac{m_m}{\rho_m}}$$

$$V_m = \frac{\frac{m_m}{\rho_m}}{\frac{m_f}{\rho_f} + \frac{m_m}{\rho_m}}$$

$$E_{comp} = E_m \cdot V_m + E_f \cdot V_f$$

$$E_{comp} = 4810 \cdot \frac{9.375}{1.25} \left[ \frac{g}{cm^3} \right] + 70300 \cdot \frac{0.5}{2.54} \left[ \frac{g}{cm^3} \right] = 49913 \text{ MPa}$$

## 8. Simularea în modulul Explicit Dynamics

După ce am realizat calculele pentru a afla durata simulării în condițiile date, durata simulării fiind de aproximativ 2000 de ore, am decis sa reduc distanța de cădere, reducand astfel ti timpul, dar păstrând viteza.

După realizarea calculelor, am obținut de la înălțimea de 0.5 mm o durată a simulării de 0.004 secunde, ce se poate rezolva în aproximativ 72 de ore.

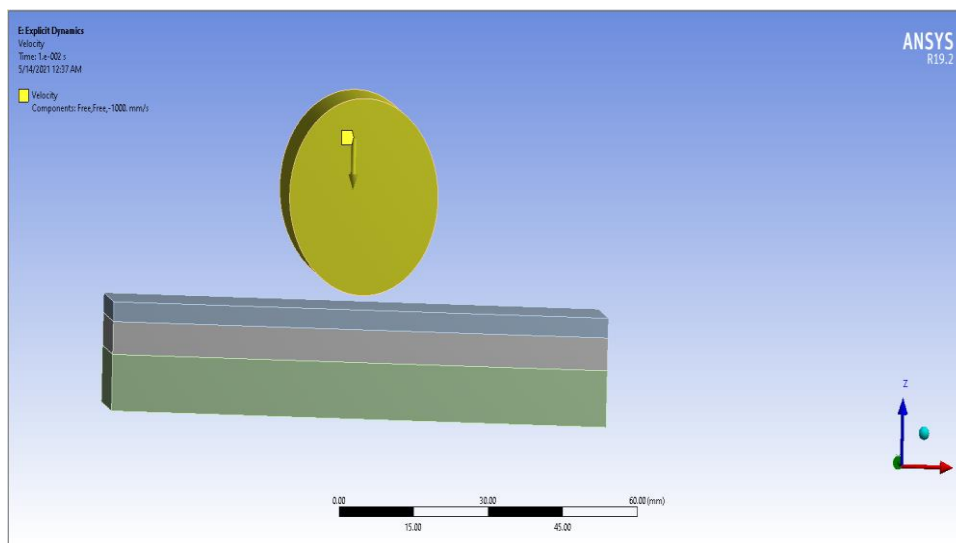


Fig. 18. Model simulare Explicit Dynamics

Details of "Analysis Settings"	
[-] <b>Analysis Settings Preference</b>	
Type	Program Controlled
[-] <b>Step Controls</b>	
Number Of Steps	1
Current Step Number	1
End Time	1.e-002
Resume From Cycle	0
Maximum Number of Cycles	1e+07
Maximum Energy Error	0.1
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0.9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No

Fig. 19. Setările simulării

Studiul comportării la impact a unui nou tip de material sandwich utilizat pentru amortizarea șocurilor, propus în confecționarea căștilor de protecție moto.

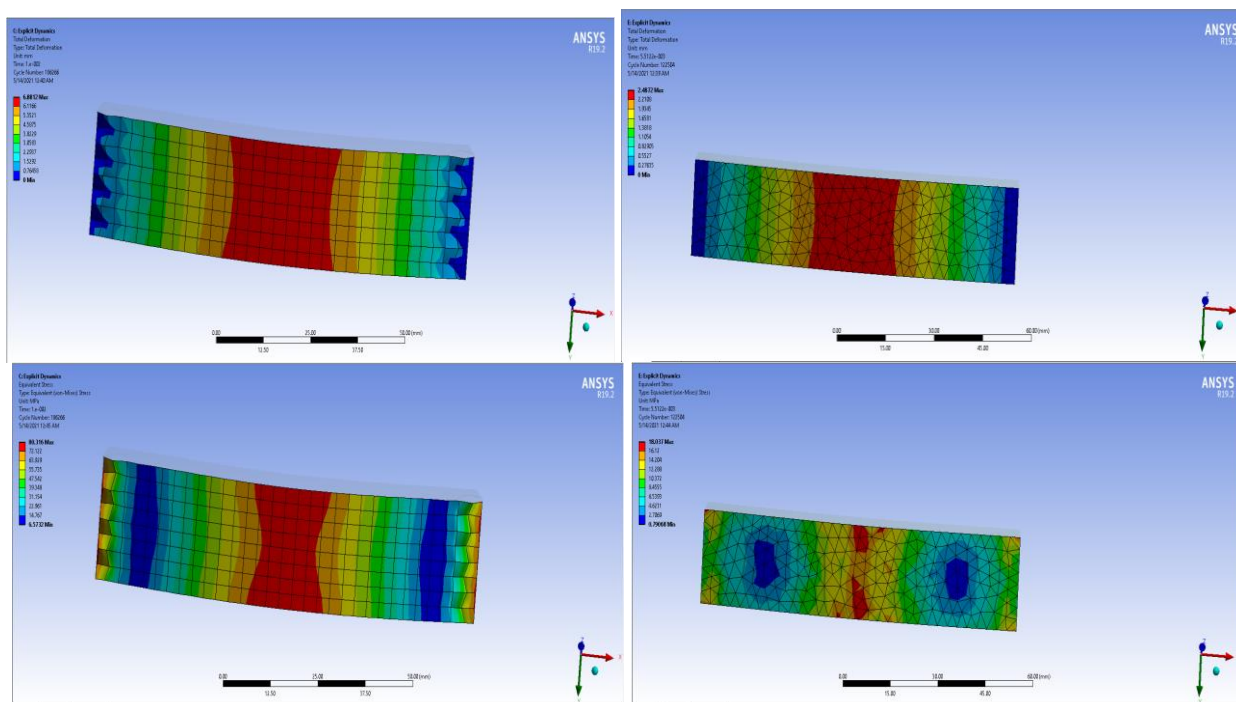


Fig. 20. Rezultate simulare Explicit Dynamics

## 9. Concluzii

- În urma realizării simularilor, am observat multiple inconsistențe atât între rezultatele obținute în analiza statică (unele dintre aceste inconsistențe apărute fiind datorate concentratorilor de stres) cât și în încercarea la șoc.
- Îmi propun ca săptămâna următoare, să realizez încercările practice (pentru toate tipurile de epruvete) și să compar rezultatele obținute în urma simularilor cu cele obținute prin încercările practice astfel putând să verific credibilitatea simularilor.
- În cazul unor rezultate favorabile voi introduce materialele pe un model de casă realizat în Catia V5 și să realizez o simulare pe aceasta.

## 10. Bibliografie

- [1] \*\*\* <https://www.prixconstantin.com/cgi-sys/suspendedpage.cgi>
- [2] \*\*\* <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbatons110.en.made-in-china.com%2Fproduct%2FYSoEkdHKALUM%2FChina-M88-Military-Pasgt-Helmet-Nij-Iiia-Bulletproof-Helmet.html&psig=AOvVaw1PeZH9atCbfgh1nB58iiN5&ust=1588930022286000&source=images&cd=vfe&ved=0CAIQjRxqFwoTCKiW3O03oekCFQAAAAAdAAAAABAD>
- [3] \*\*\* <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fmotorridersuniverse.com%2Fnews%2F1253774-motorcycle-helmets-of-motogp-2018-riders.html&psig=AOvVaw31BcecDo-S7P8Fn0ayCuvF&ust=1588930224776000&source=images&cd=vfe&ved=0CAIQjRxqFwoTCOik0r-4oekCFQAAAAAdAAAAABAD>
- [4] \*\*\* [https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.noah.com.sg%2Findex.php%3Froute%3Dproduct%2Fproduct%26product\\_id%3D177&psig=AOvVaw1jpg31ttTREq1YGY5SnOf&ust=1588930318857000&source=images&cd=vfe&ved=0CAIQjRxqFwoTCID\\_xfC4oekCFQAAAAAdAAAAABAI](https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.noah.com.sg%2Findex.php%3Froute%3Dproduct%2Fproduct%26product_id%3D177&psig=AOvVaw1jpg31ttTREq1YGY5SnOf&ust=1588930318857000&source=images&cd=vfe&ved=0CAIQjRxqFwoTCID_xfC4oekCFQAAAAAdAAAAABAI)

## 11. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

$E$  = Energia la impact[J];

$h$  = Înălțimea de la care cade epruveta[m]

$m$  = Masa[Kg]

$t$  = Timpul în care cade [s]

$a$  = Accelerația [ $m/s^2$ ]

$v$  = Viteza în momentul impactului [m/s]

# STRESS ANALYSIS FOR A SPARK IGNITION ENGINE PISTON USING FEM

COSTACHE Marian

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Siguranța și integritatea structurilor, Anul de studii:  
Master - I, e-mail: cstmarian2008@yahoo.com

Conducător științific: Prof. dr. ing. Ștefan SOROHAN

*ABSTRACT: This paper describes the stress distribution of an aluminum alloy piston by using CAE Tools. The specifications used for the study of this piston belong to a four cylinder of 1072 cm<sup>3</sup> motorcycle engine. The main objectives is to investigate and analyze the equivalent stress, maximum or minimum principal stresses and the total deformation. A piston is a component of reciprocating engines, reciprocating pumps, gas compressors, hydraulic cylinders and pneumatic cylinders, among other similar mechanisms. The piston has the following main function: it takes over the gas pressure force and the mechanical work generated by it and transmits them to the crankshaft, through the motor mechanism. The 3D solid models of piston and piston pin were designed using CATIA V5 R19. They were assembled using Design Modeler from Ansys. The stress analysis results help to improve component design at the early stage and also help in reducing manufacturing time.*

*KEY WORDS: Piston, FEA, Ansys, Stress analysis, Spark ignition engine*

## 1. Introducere

Atunci când se pune problema importanței pieselor din mecanismul motor, nu se poate spune că una dintre componente este cea mai importantă, întrucât ele formează un tot unitar, iar una fără cealaltă nu pot funcționa. Pistonul este o componentă a motorului cu ardere internă, mai exact o parte mobilă a mecanismului motor.

Pistonul îndeplinește următoarele funcții: [1]

- Preia forța de presiune a gazelor și lucrul mecanic generat de aceasta și le transmite arborelui cotit, prin intermediul mecanismului motor;
- Preia reacțiunile generate de bielă și le transmite suprafeței cilindrului;
- Asigură cu ajutorul segmentilor etanșarea camerei de ardere;
- Evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului;
- Conține parțial sau integral camera de ardere;
- Creează mișcarea dirijată a gazelor în cilindru.

Pistonul unui motor cu ardere internă trebuie să respecte anumite cerințe, precum: [2]

- Rezistență structurală;
- Adaptabilitate la condițiile de lucru;
- Coeficient scăzut de frecare;
- Uzură scăzută;
- Rezistență la gripare și în același timp funcționare lină;
- Masă scăzută, dar oferind stabilitate de formă;
- Consum redus de ulei;
- Valori scăzute ale emisiilor poluante.

Fiind o parte importantă a motorului, pistonul este supus la presiunea ciclică a gazelor din cilindru și la forțele de inerție care apar acolo, iar aceste condiții dificile de funcționare pot cauza cedarea la oboseală a pistonului, în zona capului sau a mantalei putând apărea fisuri. Cercetări în domeniu au

concluzionat faptul că cele mai mari valori ale tensiunii se regăsesc în partea superioară a pistonului, iar concentrarea tensiunii este principalul factor care conduce către o cedare la oboseală. [3]



Fig. 1. Piston de motocicletă [4]

În afară de presiunea gazelor, accelerația pistonului și forța laterală care acționează asupra mantalei cauzează apariția unor cicluri de tensiuni mecanice, care sunt completate de cele termice. Din această cauză, tensiunile termo-mecanice reprezintă principala problemă care duce la cedarea pistonului. Astfel, discuția în ceea ce privește aceste tensiuni a devenit destul de importantă, pentru a putea îmbunătăți calitatea și performanțele pistonului. În ciuda tuturor modificărilor pozitive și a evoluției tehnologiilor de fabricare, încă există numeroase cazuri de pistoane defectate sau deteriorate precoce. [5] Producătorii încearcă din răspuțeri să evite aceste situații prin efectuarea a numeroase încercări la oboseală, însă acestea implică timp și costuri ridicate. Astfel, analiza cu elemente finite vine în sprijinul acestora pentru a putea studia tensiunile care apar, deformațiile, gradientul de temperatură și comportarea la oboseală. Această lucrare își propune să realizeze o analiză a tensiunilor mecanice pentru un model cu elemente finite al unui piston de motocicletă. În urma rezultatelor acestei analize, se pot trage niște concluzii care să ducă la îmbunătățirea geometriei piesei și, implicit, la creșterea performanței acesteia.

## 2. Geometria și modelul 3D

Dimensiunile principale ale pistonului pot fi vizualizate în Fig. 2, iar valorile acestora pot fi urmărite în Tabelul 1.

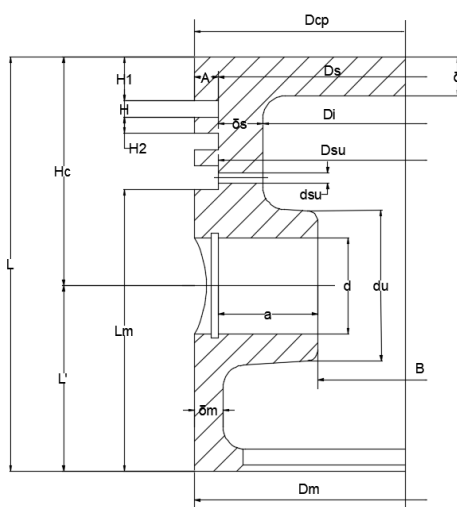


Fig. 2. Principalele dimensiuni ale pistonului

**Tabelul 1. Valorile dimensiunilor pistonului**

Dimensiune [mm]														
L	L <sub>m</sub>	L <sub>s</sub>	A	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H	H <sub>c</sub>	B	d	d <sub>u</sub>	D <sub>c</sub>	D <sub>i</sub>	D <sub>u</sub>	D <sub>m</sub>
69,89	50,75	19,14	3,625	5,8	2,9	2,5	43,5	21,75	18,85	24,5	72,07	40	65,25	72,195

Modelul geometric 3D al pistonului a fost realizat în soft-ul CAD CATIA V5 R19. Pentru reducerea numărului de elemente în care va fi împărțit modelul, analiza va fi realizată pentru un sfert din geometria pistonului, ținându-se cont de simetriile de rigoare. De asemenea, pentru o acuratețe mai mare a rezultatelor, a fost modelat și bolțul (cu ajutorul soft-ului CATIA), care a fost ulterior asamblat cu pistonul. Detalii geometrice neimportante, precum găurile de ungere au fost neglijate pentru simplificarea analizei. Modelul complet al pistonului poate fi observat în Fig. 3.

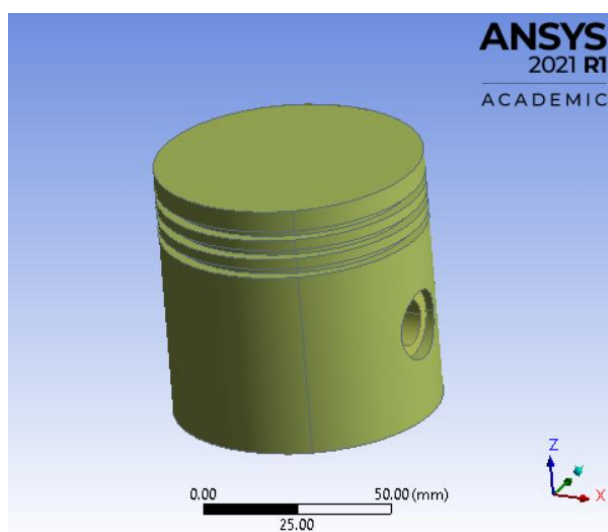


Fig. 3. Modelul 3D complet al pistonului

Pentru îmbunătățirea și acuratețea rezultatelor, modelul pe sfert al piesei a fost optimizat cu ajutorul soft-ului CAD Design Modeler din cadrul Ansys Workbench. Astfel, au fost realizate raze de racordare interioare, în special în zona bosajului pentru bolț, dar și în zona capului pistonului. Toate detaliile geometrice pot fi vizualizate în Fig. 4.

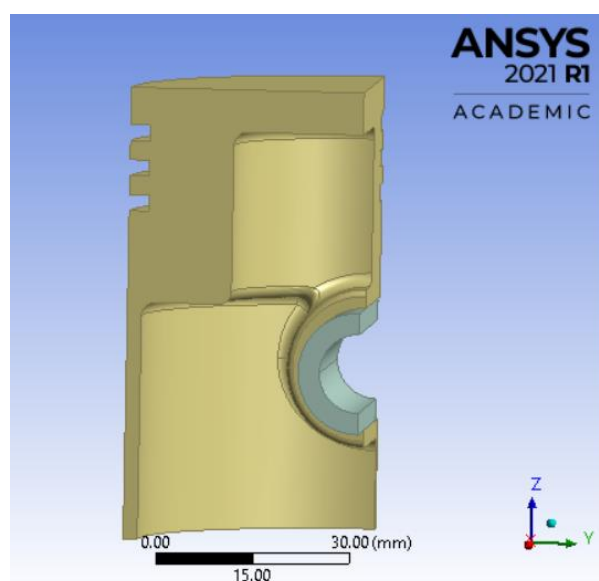


Fig. 4. Modelul 3D pe sfert al pistonului

În ceea ce privește dimensiunile bolțului, acestea sunt:

- lungimea: 65,25 mm;
- diametrul exterior: 18,85 mm;
- diametrul interior: 12,25 mm.

### 3. Materiale utilizate

Materialul utilizat pentru modelul pistonului este un duraluminiu, *Aluminum Alloy* în biblioteca programului Ansys. În ceea ce privește bolțul, acesta este realizat dintr-un oțel carbon de calitate, *Structural Steel* în biblioteca Ansys. Proprietățile mecanice ale celor două materiale se regăsesc în Tabelul 2.

**Tabelul 2. Proprietățile materialelor utilizate**

Proprietate	Aluminum Alloy	Structural Steel	UM
Modulul lui Young (E)	71000	$2 \cdot 10^5$	MPa
Coefficientul lui Poisson	0,33	0,3	-
Rezistența maximă la tracțiune	310	460	MPa
Tensiunea de curgere	280	250	MPa
Densitate	2770	7850	kg/m <sup>3</sup>
Comportament	izotrop	izotrop	-

### 4. Discretizarea modelului

Atât discretizarea geometriei, cât și analiza ulterioară au fost realizate cu ajutorul soft-ului CAE Ansys Workbench 2021 R1. Modelul a fost discretizat utilizând elemente de tip SOLID 187 tetraedrale cu noduri la mijloc, pentru o acuratețe mai bună. Folosind opțiunea *Body sizing*, a fost impusă o dimensiune de 2 mm elementelor, considerându-se astfel o discretizare suficient de fină. În urma acesteia, au rezultat 58177 de noduri și 37150 de elemente. Modelul discretizat poate fi analizat urmărind Fig. 5.

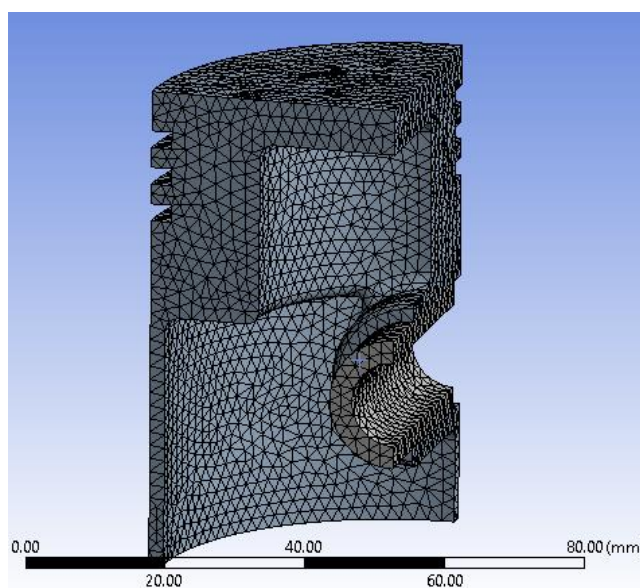


Fig. 5. Modelul discretizat al pistonului



## 5. Condițiile la limită și încărcarea aplicată

Pentru început, ținând cont că s-a lucrat pe un sfert din modelul complet, au fost aplicate condiții de simetrie pe suprafețele secționate, pe axa X pentru regiunea 1 și pe axa Y pentru regiunea 2. De asemenea, deoarece analiza s-a efectuat pe un ansamblu, a fost modelat un contact de tip *Frictionless* între suprafața cilindrică exterioară a bolșului și suprafața cilindrică interioară a bosajului pistonului. Totodată, pentru o modelare corectă, a fost selectată și opțiunea *Adjust to touch* între cele două zone. Aplicarea celor două condiții poate fi observată în Fig. 6, respectiv în Fig. 7.

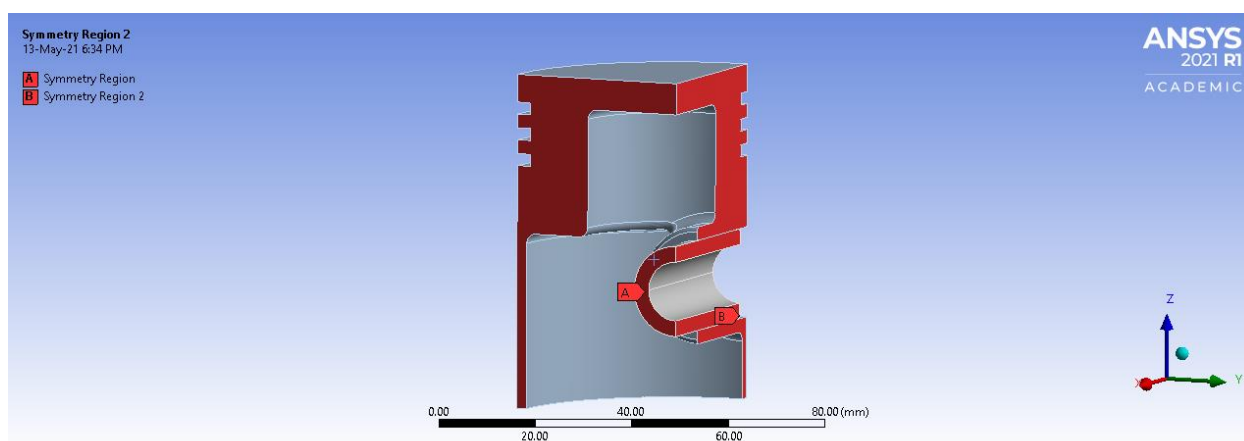


Fig. 6. Condițiile de simetrie aplicate modelului

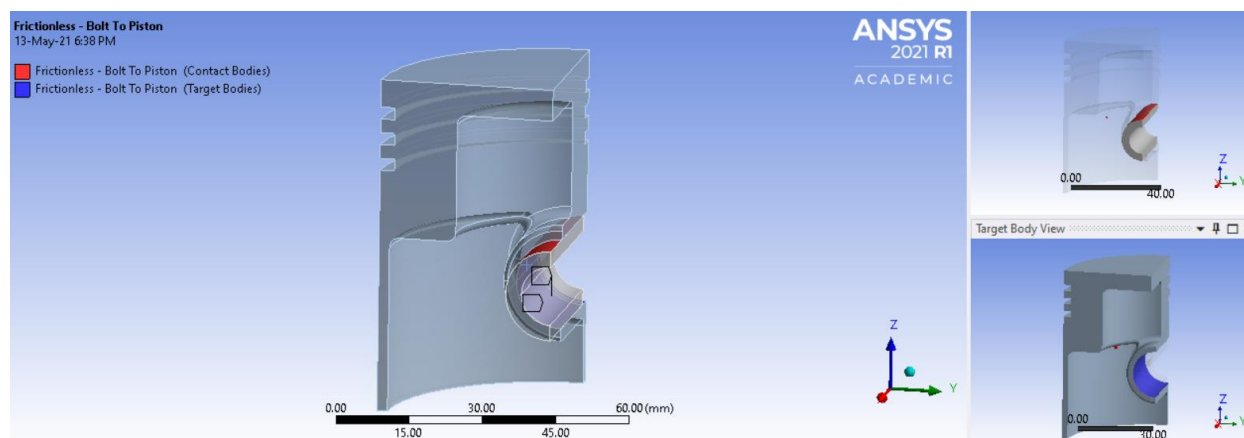


Fig. 7. Modelarea contactului dintre piston și bolț

Se consideră că pistonul se află la punctul mort interior (PMI) pe cursa de comprimare, atunci când presiunea gazelor din cilindru este maximă. Nu se vor impune forțe de inerție, întrucât accelerația pistonului la PMI (atunci când presiunea gazelor este maximă) este aproape nulă.

Astfel, pe întreaga suprafață superioară a capului pistonului este aplicată o presiune uniform distribuită de 8,643 MPa, care a fost calculată. Constrângerea aplicată a fost de tip *Cylindrical support*, cu deplasarea blocată pe direcție radială, pe zona mediană din suprafața inferioară a bolșului, considerându-se că acolo s-ar realiza prinderea cu biela. Modul de amplasare al acestor condiții este detaliat grafic în Fig. 8.

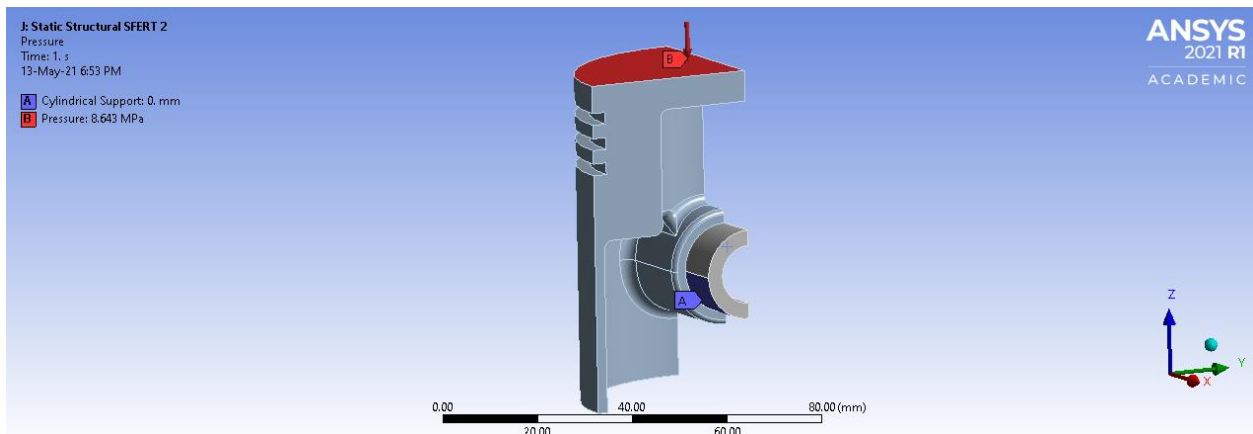


Fig. 8. Condițiile la limită și încărcarea

## 6. Rezultatele analizei și discuții

Așa cum a fost menționat în Introducere, analiza din prezenta lucrare urmărește obținerea distribuțiilor de tensiuni ca urmare a solicitărilor mecanice. Totuși, este important să ne uităm și la modul cum se deformează modelul și ce valori au deplasările. În Fig. 9 poate fi urmărită deformația totală a modelului, ca urmare a aplicării presiunii maxime pe suprafața superioară a pistonului. Se poate observa că valoarea maximă de aproximativ 0,132 mm apare în zona de mijloc a suprafeței superioare a capului pistonului.

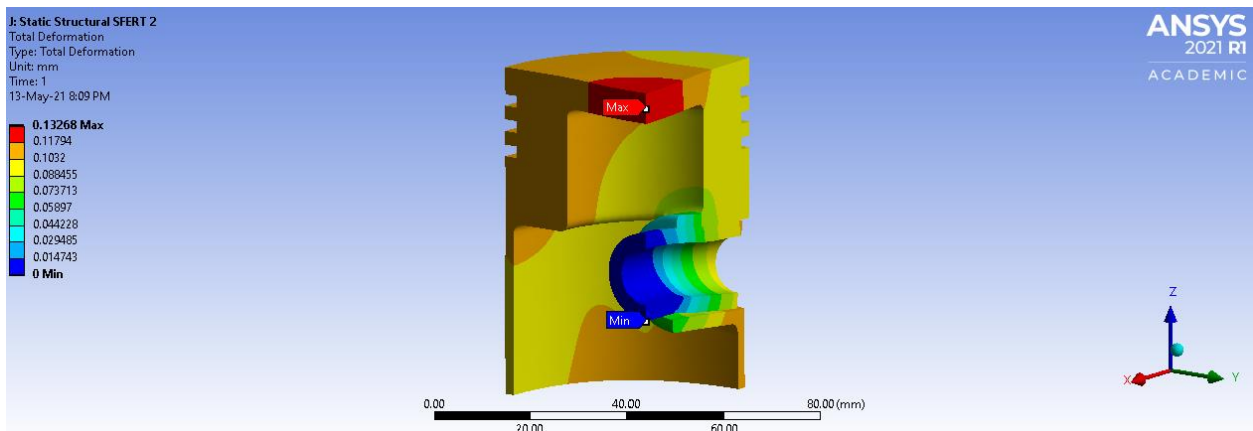


Fig. 9. Distribuția deplasărilor totale pentru ansamblul piston-bolț

În Fig. 10 se poate observa modul cum este distribuită tensiunea echivalentă pentru modelul de piston analizat. Astfel, este vizibil faptul că valoarea maximă de 402 MPa a tensiunii von-Mises apare în zona de racordare dintre bosajul pistonului și manta. Cel mai probabil, în acea porțiune are loc o concentrare de tensiune din cauza imperfecțiunilor geometriei, întrucât în celelalte zone se vede că valorile nu depășesc tensiunea de curgere a materialului. Printre soluțiile care se pot propune astfel încât această situație să fie evitată ar fi optimizarea modelului la acea racordare sau creșterea grosimii umerilor pistonului.

În ceea ce privește tensiunea la întindere a pistonului (tensiunea maximă principală), se poate vedea din Fig. 11, că aceasta nu depășește valoarea de 200 MPa, maximum fiind de 160 MPa. Acest punct de maxim apare în colțul bosajului pentru bolț, așa cum este scos în evidență și de imagine. Acest lucru se întâmplă, deoarece biela, prin intermediul bolțului, trage de bosaj în momentul în care pistonul este pe cursa de comprimare, ajungând ca antepenultimul să fie solicitat la întindere.

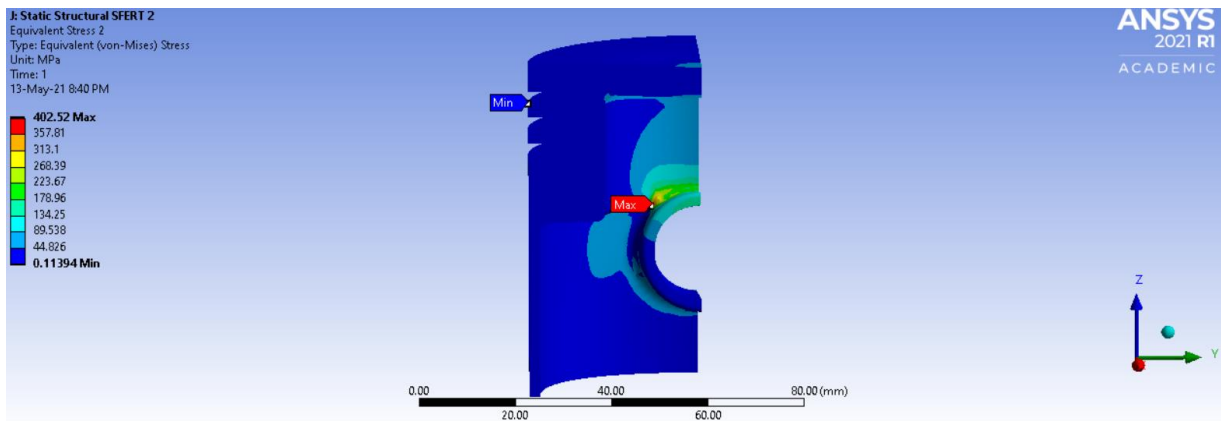


Fig. 10. Distribuția tensiunii echivalente von-Mises pentru piston

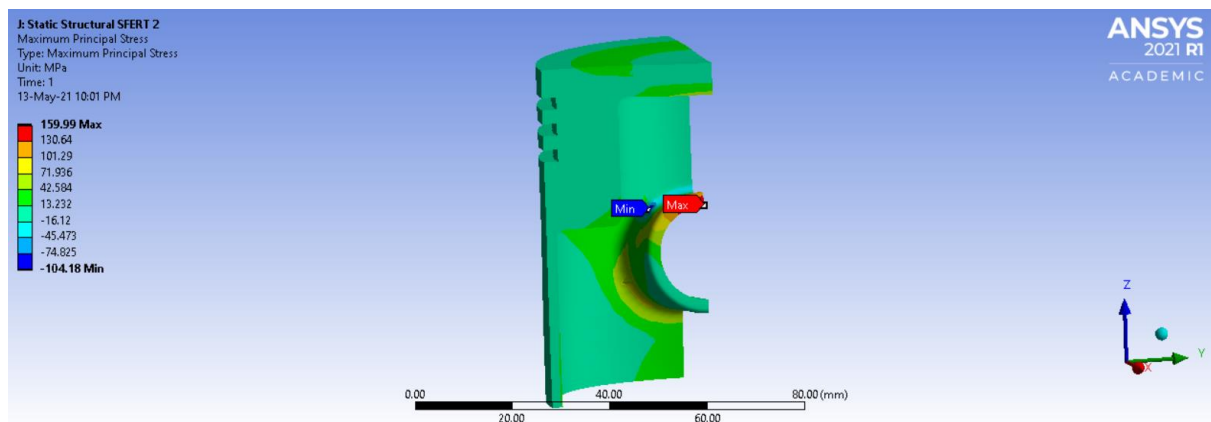


Fig. 11. Distribuția tensiunii maxime principale pentru piston

Cum bine scoate în evidență și Fig. 12, tensiunea minimă principală are valori mult mai mari decât cea anterioară, întrucât modelul este solicitat la compresiune prin aplicarea presiunii pe capul acestuia. Se poate observa că valoarea maximă de 518 MPa apare în același loc ca și cea a tensiunii echivalente, iar acest lucru este normal, întrucât compresiunea este principala solicitare.

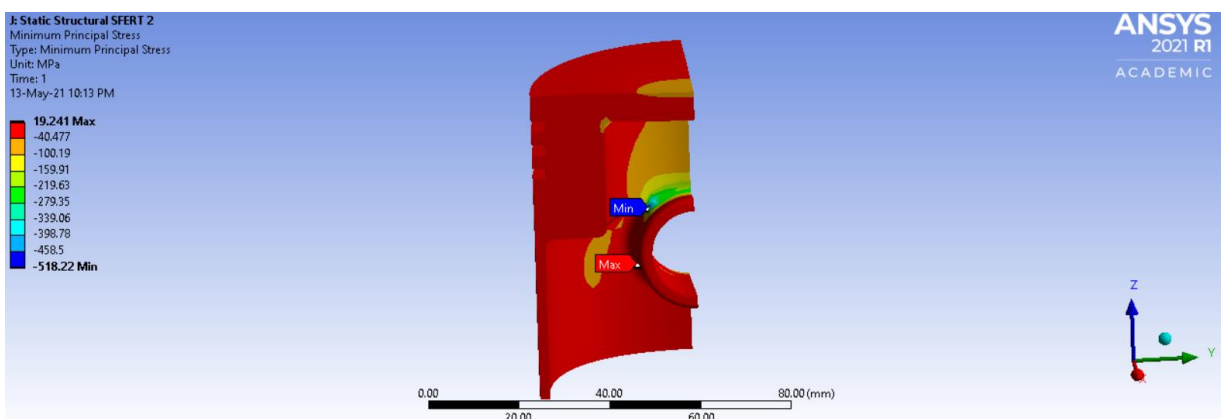


Fig. 12. Distribuția tensiunii minime principale pentru piston

Presiunea de contact maximă (114 MPa) apare în aceeași regiune unde se regăesc și valorile maxime ale tensiunii echivalente, ceea ce poate întări ideea cum că grosimea bosajului pentru bolț ar putea fi mărită pentru o rigidizare a zonei și o evitare a concentrării de tensiuni. Distribuția presiunii de contact poate fi urmărită în Fig. 13.

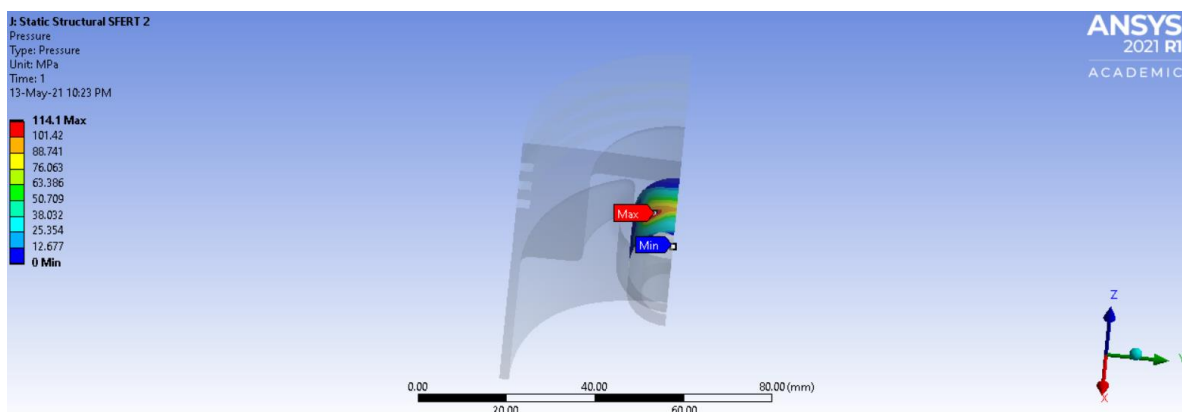


Fig. 13. Distribuția presiunii de contact

## 7. Concluzii

Din analiza efectuată în prezenta lucrare pot fi trase mai multe concluzii importante:

- Design-ul anumitor regiuni ale modelului poate fi drastic îmbunătățit, astfel încât să fie eliminate zonele de concentrare a tensiunii, care sunt foarte periculoase, ele putând conduce la cedări premature ale pieselor.
- Grosimea bosajului ar trebui să fie mărită pentru o rigiditate sporită, întrucât, ținând cont și de localizarea presiunii de contact maxime, acesta nu poate face față suficient de bine solicitărilor din partea bolțului.
- O analiză mai apropiată de adevăr ar presupune și modelarea bielei și asamblarea acesteia împreună cu bolțul, deoarece între cele două există un contact. Suportul cilindric impus în prezenta analiză are limitările sale în acest sens.

## 8. Bibliografie

- [1]. Pană, C. (2019), *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă – Notițe de curs*, Universitatea Politehnica din București.
- [2]. \*\*\*MAHLE GmbH, *Pistons and engine testing*, Stuttgart, 2011.
- [3]. Sandeep K., Vishnu B. (2015), "Design and Analysis of Piston by using Finite Element Analysis", *International Journal of Engineering Research & Technology*, volume 4, ISSN: 2278-0181.
- [4]. \*\*\*<https://www.indiamart.com/proddetail/bajaj-motorcycle-piston-assembly-20374389848.html> accesat la data de 12.05.2021.
- [5]. Singh, L., Singh Rawat, S., Hasan, T., Kumar, U. (2015), "Finite Element Analysis of Piston in ANSYS", *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research*, ISSN: 2349 – 9745.

## DESIGNING, ANALYSIS AND MANUFACTURING OF A SCISSOR LIFT PLATFORM

### PROIECTAREA, ANALIZA SI FABRICAREA UNEI PLATFORME PENTRU UN LIFT ARMONIC

EKICI Murat Metehan

Faculty of Industrial Engineering and Robotics, Specializarea: Industrial Engineer, Anul de studii: 2,  
e-mail:muratmetehanekici@gmail.com

Conducător științific: Prof. dr. ing. **Gabriel Gheorghe JIGA**

*In this study, scissor lift platform produced by Konya Saraylı Madeni Eşya, is designed and analyzed through FEM. The design and applying loads are made according to EN 280 standard. Scissor lift platforms must have a stability due to their structure. It is also important that it is light and designed for a specific load. In this study, the design was made in the SOLIDWORKS program and assembled together. Then, a certain load was applied from the upper part of the platform according to the carrying capacity. Then the loads on the truss profile were calculated analytically. The assembly made in the SOLIDWORKS drawing program was imported into the ANSYS program to perform a numerical analysis. The results obtained were compared with each other.*

*In acest studiu, platforma de ridicare a unui lift armonic produsă de Konya Saraylı Madeni Eşya, este proiectată și analizată prin MEF. Proiectarea și aplicarea sarcinilor sunt realizate conform standardului EN 280. Platformele de ridicare trebuie să aibă o stabilitate datorită structurii lor. De asemenea, este important ca structura să fie ușor de proiectat pentru o sarcină specifică. În acest studiu, proiectarea a fost realizată pas cu pas în programul SOLIDWORKS și apoi asamblată. Apoi, o anumită sarcină a fost aplicată la partea superioară a platformei în funcție de capacitatea de încărcare. Sarcinile pe profilul dat au fost calculate analitic. Ansamblul realizat în programul SOLIDWORKS a fost importat în programul ANSYS pentru a efectua o analiză numerică. Rezultatele obținute au fost comparate între ele pentru validarea acestora.*

**KEYWORDS:** *scissor lift, platform, SOLIDWORKS, numerical analysis*

#### 1. Introduction

Work platforms are used in inaccessible and temporarily accessible areas. Scissor lift platform is one of them. The working principle of scissor lift platforms depends on a hydraulic system. The hydraulic cylinder opens the interconnected profiles in the form of scissors and allows them to rise. Balance and optimum design are important in the design of scissor lift platforms. The scissor lift is designed and manufactured considering the following features;

- height of the scissor lift platform;
- optimum design of the scissors;
- overturn resistant design;
- thickness of truss profile.

## 2. State of the art

Liu and Sun (2009) [1] stated in their studies that only the static solution was insufficient during the scissor lift design, and that the real operating state and kinetic properties of the mechanism were not shown by neglecting the dynamic solution. In line with this situation, the kinematic and kinetic simulation of the scissor lift were examined through the MATLAB-Simulink program.

Hongyu and Ziyi (2011), [2] in their study, designed a scissor lift using a single cylinder using Pro/ E, and by making force analysis, they revealed the equality between the load desired to be carried and the hydraulic force. In addition, taking into account the hydraulic cylinder speed being 1 m/ min and 5 m/ min, they examined the velocity changes during the elevation of the platform.

**Table 1. Platform velocity comparison**

Angle Degree	20°	30°	40°	50°	60°
cylinder velocity: 1m/min	0.51 m/min	0.75 m/min	0.96 m/min	1.15 m/min	1.30 m/min
cylinder velocity: 5m/min	9.6 m/min	6.6 m/min	5.13 m/min	4.31 m/min	3.81 m/min

Fig. 3 n-level lift at various stages of deployment

Islam et al. (2014) [3] examined a scissor lift powered by a DC motor using the bond graph method. With the prepared model, they obtained all kinematic values (displacement, speed, acceleration etc.) of the mechanism depending on the torque value of the motor, which is the driving element of the system. Unlike most of the traditional method used in the solution of dynamic systems, it was emphasized that PID control can be used in the solution with the bond graph method.

Bhatt and Pandya (2012) [4] investigated that the overall cost would decrease by performing mechanical control of a lift designed using a ball screw and made their designs accordingly. Later, they analyzed the safety and accuracy of the design by making stress analyzes with the ANSYS program.

Abhinay and Rao (2014) [5] stated that the production time can be reduced with the use of scissor lifts in production, and they have modeled and material selection of the scissor lift with a suitable design to meet this need in their studies. They obtained the strain distribution depending on the stress and stresses on the model they designed. As a result, they have designed a scissor lift with a safe design under certain parameters.

## 3. Design and analysis of the platform

Table 2 shows the characteristics of platform. Scissor lift platform parts are drawn in the SOLIDWORKS program in line with the specified features. The solid model has been created by assembling these drawn parts. After creating the platform in SOLIDWORKS, the file was imported and then analyze it using the numerical code ANSYS. The device has been designed according to EN 280 Standard.

**Table 2. Product properties**

Product Properties	
Height	8 m
Working Height	10 m
Max Platform Capacity	350 kg

The material properties used are given in ST52 and in Table 3.

**Table 3. Properties of the ST52**

Mechanical Properties of The Material	
<b>Elastic Modulus</b>	<b>Shear Modulus</b>
210 GPa	79000 MPa
<b>Mass Density</b>	<b>Poisson's Ratio</b>
7800 kg/m <sup>3</sup>	0.28
<b>Tensile Yield Strength</b>	<b>Tensile Ultimate Strength</b>
315 MPa	520 MPa

The platform weight, calculated in SOLIDWORKS, results in a mass of 330 kg. This value has been added as an additional load to the final calculations in order to make the final solution more accurate. According to the Standard EN 280 a mass of 350 kg was applied to the platform.

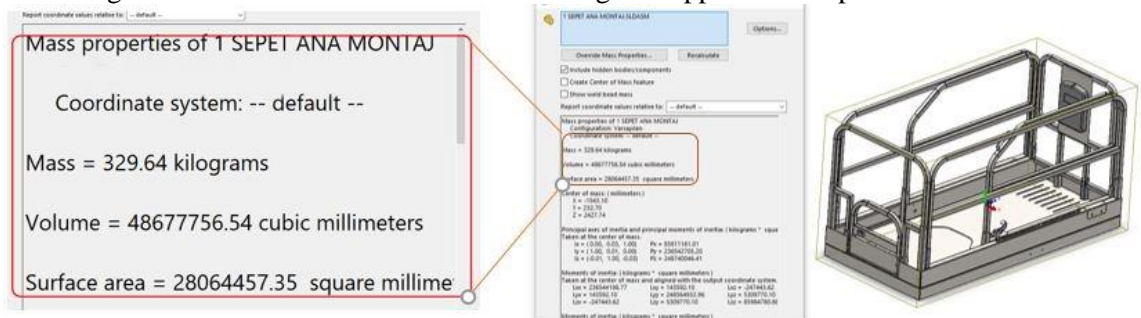


Fig. 1 Calculation of the mass platform

In the present study, the number of profiles as well as the loadings acting on profiles to be used were calculated. For the validation of the results, an analytical study was done in parallel with a numerical study, performed in ANSYS code, in order to evaluate the stress and deformation state in the structure. To have a light structure, instead of actual box profiles (120 x 60 x 6) the author proposed the same profiles, with a thinner thickness (5 instead of 6 mm).

#### 4. Design approach

Scissor lift platform consists of three main components. Scissor lift platform consists of three main components. These components are platform component, scissor component and chassis component. (Figure 2)

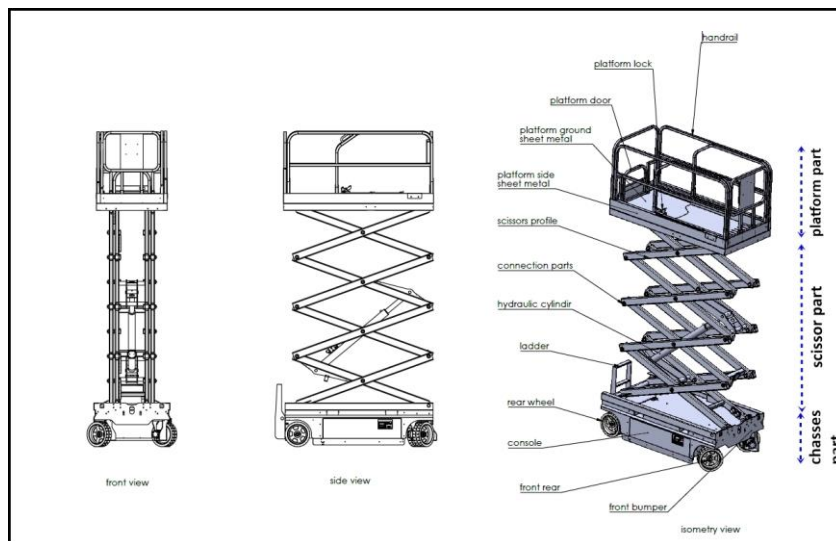


Fig. 2 Explanation of the parts of the platform

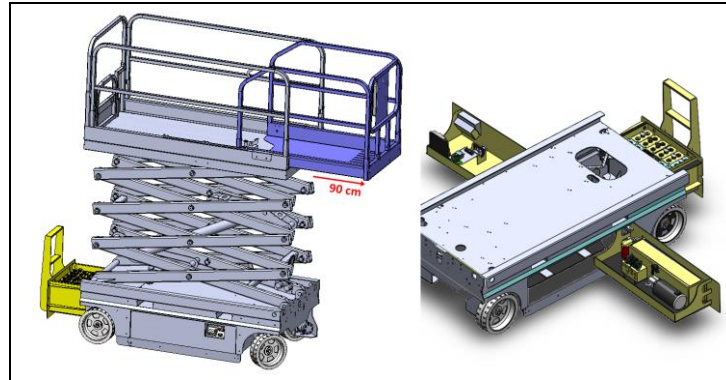


Fig. 3 Design differences made for balance and consoles made for easy access

The battery component is designed behind the scissor lift. Thus, when the upper platform shown in figure 3 is opened forward, it will create a balance. As a result of the design, the openable platform was decided to be 90 cm. In addition, it is important that the battery part should be separated from the console in order to not get dust and to not get wet due to eventually puddles existing on the move. (Figure 3)

Oil tank, oil filter, electric motor, charger, electrical automation and some other equipment are placed in consoles. Consoles with easy access to these equipment are important. In addition, since the company aims to export to 3rd world countries, it will be easier to send spare parts instead of service in case of any breakdown. Consequently, it will be easier to produce and assemble the whole chassis in our company. (Figure 3)

## 5. Calculations

We use "X" shaped profiles when determining the platform height. In the table below one can find the horizontal and vertical heights of a profile between 5 and 60. In figure 4 it is determined the way to evaluate the number of X-shaped scissors which will be used to reach a height of 8 meters.

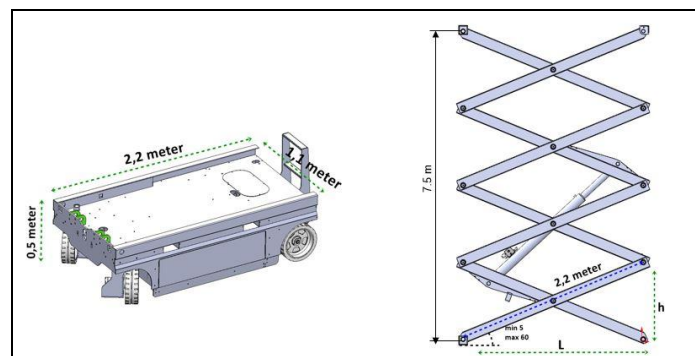


Fig. 4 Chassis general view and scissors dimensions view

If we want the footing height of 8 meters when it is opened, we need to use a 4-level scissors system. The chassis height is equal to 0.5 meters. In order to obtain a height of minimum 8 m an angle  $\theta = 60^\circ$  has been adopted.  $(4 \cdot 1,905) \text{ m} + 0,5 \text{ m} = 8,12 \text{ m}$ .

Where;

$$\cos\theta = \frac{L}{2,2} \quad (1)$$

$$\sin\theta = \frac{h}{2,2} \quad (2)$$



**Table 4. Scissor lift link positions**

Angle( °)	Lenght(L) m	Height(h) m
5	2,191	0,192
10	2,167	0,382
15	2,125	0,569
20	2,067	0,752
25	1,994	0,930
30	1,905	1,100
35	1,802	1,262
40	1,685	1,412
45	1,556	1,556
50	1,415	1,685
55	1,261	1,802
60	1,100	1,905

The forces on the truss profile vary according to the angle. In Table 4, calculations have been made accordingly. With the SOLIDWORKS program, the weight of the platform was calculated as 330 kg. According to the EN 280 standard, a load of 350 kg is applied to the platform.

Total mass is calculated  $m = 350 + 330 = 580$  kg. Weight  $G = 580 \cdot 9,81 = 5690$  N

$$N = \frac{G}{4} \cdot \sin\theta \quad (3)$$

$$Q = \frac{G}{4} \cdot \cos\theta \quad (4)$$

$$M = \frac{GL}{4} \cdot \cos\theta \quad (5)$$

**Table 5. Normal force, shear force and bending moment**

Angle( ° )	Normal Force(N)	Shear Force(N)	Bending Moment(N.m)
5	123,900	1416,952	3105,137
10	246,946	1400,878	3035,086
15	368,143	1373,993	2919,707
20	486,495	1336,581	2762,873
25	601,149	1289,212	2570,508
30	711,250	1231,885	2346,987
35	815,804	1165,170	2099,659
40	913,245	1089,635	1836,253
45	1005,850	1005,850	1564,720
50	1089,635	914,668	1293,889
55	1165,170	815,093	1027,506
60	1231,885	711,250	782,375

The bending moment and shear force at different angles are calculated in table 5.

$$\sigma_N = \frac{N(\theta)}{A} \quad (6)$$

$$\sigma_M = \frac{M(\theta)}{W_x} \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_M + \sigma_N \quad (8)$$

**Table 6. Normal and bending stresses**

Angle( ° )	Normal Strees ( MPa )	Bending Stress ( MPa )	Total ( MPa )
5	0.07575	60.213	60.289
10	0.15098	58.855	59.006
15	0.22508	56.617	56.843
20	0.29744	53.576	53.874
25	0.36754	49.846	50.214
30	0.43485	45.512	45.946
35	0.49877	40.716	41.214
40	0.55835	35.608	36.166
45	0.61497	30.342	30.957
50	0.66619	25.090	25.757
55	0.71237	19.925	20.637
60	0.75316	15.171	15.925

When we apply a load on the platform, bending moments and axial forces will occur. To find the bending moment, we need to find the flexural sectional modulus. In the equation below:

$b = 60$  mm (width),  $h = 120$  mm (height),  $t = 5$  mm (thickness) where;

$$I_x = \frac{b \cdot h^3 - (b - 2t) \cdot (h - 2t)^3}{12} = \frac{60 \cdot 120^3 - (60 - 2 \cdot 5)(120 - 2 \cdot 5)^3}{12} = 309,41 \cdot 10^4 mm^4 \quad (9)$$

$$W_x = \frac{309,41 \cdot 10^4}{60} = 51,56 \cdot 10^3 mm^3 \quad (10)$$

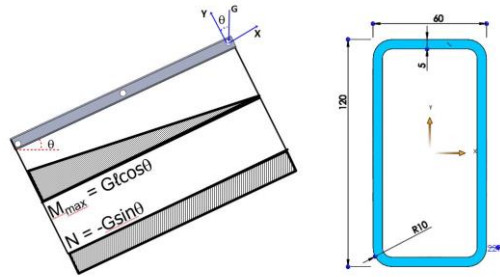


Fig. 8 Cross section of the link

Where the yield limit for structural steel is, according to the standards,  $\sigma_y = 315$  MPa According to the scissors standard, a safety factor of 4 has been taken into account.

$$\sigma_{allowable} = \frac{\sigma_Y}{c} = \frac{315}{4} = 78 MPa. \quad (11)$$

From Table 6 the maximum strength which will occur (at an angle of  $5^\circ$ ) is:

$$\sigma_{total} = \sigma_N + \sigma_B = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{G \sin \theta}{1700} + \frac{G l \cos \theta}{51,56 \cdot 10^3} = 0,07575 + 60,213 = 60,289 MPa \quad (12)$$

The condition:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{allowable} (60,289 < 78 MPa) \text{ is accepted, so our design is safe.} \quad (13)$$

## 6. Analysis

The load applied to the platform was determined and the connections were made. Revolute, fixed and translational connection types are used in connection types.

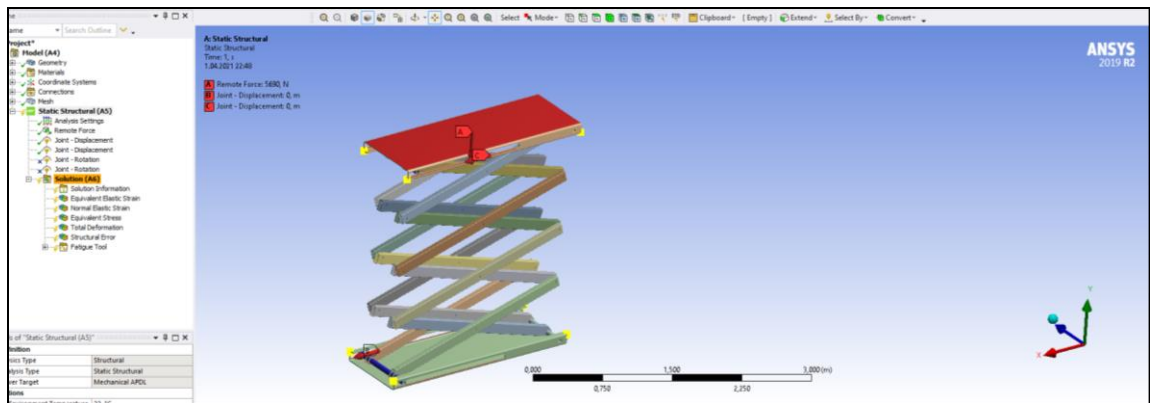


Fig. 5 The load applied to the platform

The mesh was created as in Figure 6. The upper and lower tables were considered as a rigid.

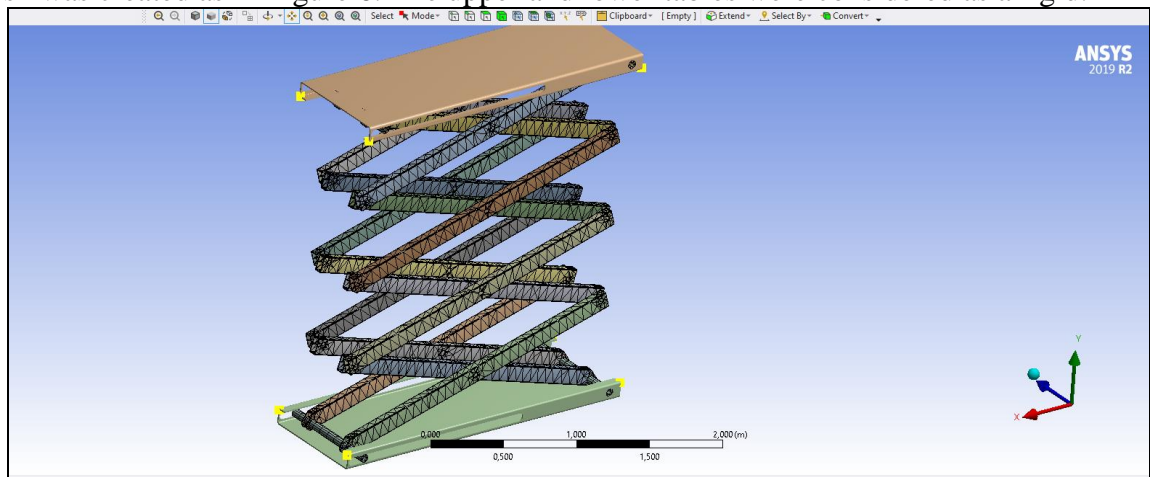


Fig. 6 Meshing of the scissors platform

As a result of the calculations, the total stress value and the value obtained from the numerical analysis are very close.

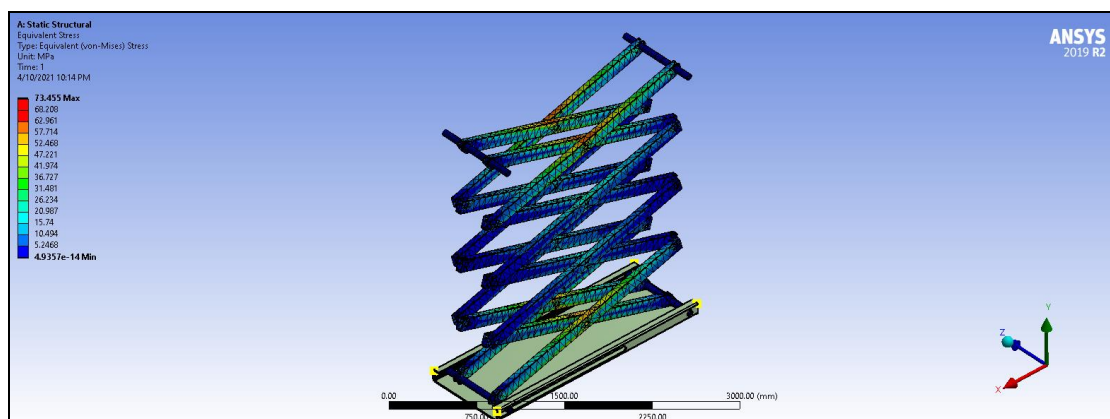


Fig. 7 Equivalent elastic Von-Mises stress analysis

The scissor lift platform was designed and analyzed and Konya Saraylı Eşya and was produced. This company produced for the first time that type of scissor lift platform.



Fig. 8 Finished product images

## 6. Results and conclusions

It has been seen that the stress values are very close as a result of analytical analysis and numerical analysis. It has an average of 60 MPa. Average safety coefficient was determined as 4 in the most critical places. As a result of tests with different thicknesses, it was decided to use a 120 x 60 x 5 mm profile instead of 120 x 60 x 6 mm. As the company aims to export, the product parts can be disassembled and made detachable. The platform will provide faster and material-oriented service in case of possible malfunction in remote countries. As a result, I believe the scissor lift platform is a new approach to the market, as well as the design's success.

## 7. References

- [1]. Liu, T., Sun, J. 2009. Simulative calculation and optimal design of scissor lifting mechanism. Chinese Control and Decision Conference (CCDC), June, 2009, Guilin, China
- [2]. Hongyu, T., Zhang, Z., 2011. Design and simulation based on pro/e for hydraulic lift platform in scissors type. Procedia Engineering, 16(2011): 772-781.
- [3]. Islam, M. T., Yin, C., Jian, S., Rolland, L. 2014. Dynamic analysis of scissor lift mechanism through bond graph modeling. International Conference on AIM, 8-11 July, 2014, Besançon, France
- [4]. Bhatt, J.M., Pandya, M.J. 2013. Design and analysis of an aerial scissor lift. Journal of Information, Knowledge and Research in Mechanical Engineering, 02(02): 452-455.
- [5]. Abhinay, M., Rao, P., S. 2014. Design and analysis of an aerial scissor lift. SSRG-IJME

## 8. Remarks

$b$  = profile width [mm]  
 $c$  = safety factor  
 $G$  = weight [N]  
 FEM = finite elements method  
 $h$  = profile height [m]  
 $I_x$  = second moment of area [mm<sup>4</sup>]  
 $L$  = length [m]  
 $M$  = bending moment [Nm]  
 $m$  = total mass [kg]  
 $N$  = normal force [N]  
 $t$  = profile thickness [mm]  
 $Q$  = shear force [N]  
 $\sigma_n$  = normal stress [MPa]

# STUDY OF THE GEOMETRY CHANGE IN THE DOUBLE- LAP ADHESIVE JOINTS

STOICA Constantin- Romică

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Siguranța și integritatea structurilor, Anul de studii: 5, e-mail: [stoica.romica.97@gmail.com](mailto:stoica.romica.97@gmail.com)

Conducător științific: Ș.L. dr. ing. **Dragoș- Alexandru APOSTOL**

*REZUMAT: The mechanics of hybrid additively manufactured PETG and twill 2x2 carbon fiber double lap joints with 3M EC2216 adhesive under tensile loading are investigated using experimental and FEM models for stress and strain analysis. The classical approach on the mechanics of adhesive bonded joints focusses mainly on the failure of the adhesive layer, in this paper adherent geometries were modified and the effect of slot was investigated to evaluate the influence on the stress concentrations in the joint. The result show promising solutions for double lap joints optimization of strength and weight, with a significant peel and shear stresses reduction.*

*CUVINTE CHEIE: asamblări dublu eclisate, adeziv, structuri hibride, compozite laminate, fabricare aditivă*

## 1. Introducere

În prezent, în inginerie se deosebesc mai multe moduri de a îmbina diferite componente: mecanic (șuruburi, nituri etc.); fizic (sudură etc.) și chimic (adezivi). [1] Îmbinările cu adezivi au potențialul de a înlocui celelalte tipuri de îmbinări mai ales în cazul compozitelor stratificate datorită legăturilor chimice dintre matricea materialului compozit și adezivul care este aplicat. Un alt avantaj al acestor tipuri de îmbinări este că elimină concentratorii de tensiune sau găurile pentru asamblare din ansamblu. Asamblările dublu eclisate au o geometrie relativ simplă cu tensiuni de jupuire mici la extremitățile asamblării ceea ce le face preferate, alături de asamblările simplu eclisate, pentru determinarea stării de tensiune în adezivi și pentru asigurarea calității asamblărilor cu adezivi. [2]

Îmbinările cu adezivi sunt adesea testate pentru stabilirea calității procesului de îmbinare care poate fi afectat de diverși factori precum: gradul de contaminare al suprafeței, consistența aplicării, modul de amestec al componentelor adezivilor sau a procesului de reticulare al acestora (timp, temperatură, presiune etc.), dar și schimbări în ceea ce privește calitatea suprafeței de lipire sau rezistența mecanică a adezivilor și a aderenților. Alte aspecte importante care au importanță în proiectarea asamblărilor cu adezivi sunt influența factorilor externi: umiditate, oboseală mecanică ori datorată variației temperaturii, vibrații, impact sau condiții deosebite din aplicații speciale precum vacuum, radiații etc. [3]

Structurile hibride alcătuite dintre piese produse aditiv și compozite polimerice cu fibre continue au avantajul unei interfețe care combină legăturile mecanice și fizice și posibil chimice în funcție de materialele utilizate pentru aderenți sau adeziv. În Figura 1 a fost analizată la microscopul optic interfața dintre un adeziv poliesteric cu fibre scurte de sticlă și o piesă produsă aditiv. Se observă ca adezivul pătrunde până în profunzimea suprafeței realizând o legătură fizică cu piesa produsă aditiv prin tehnica FDM cu un strat de 100 μm, secțiunea a fost făcută pe direcția de printare.

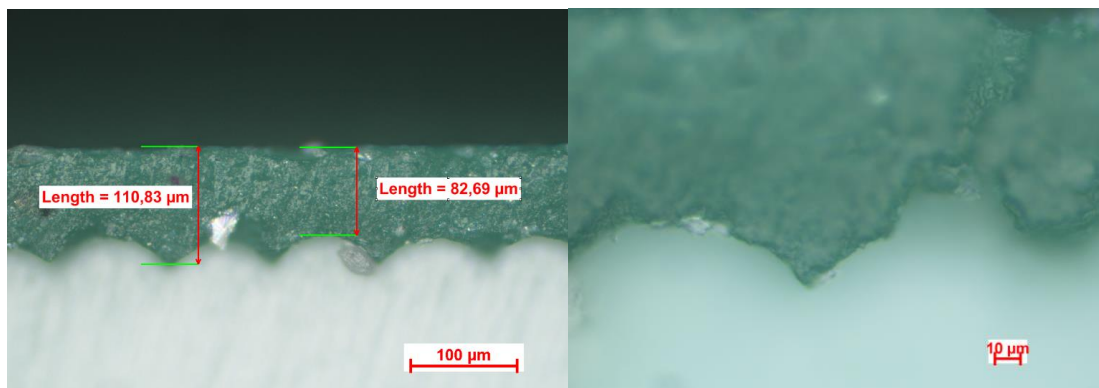


Figura 1 Interfața dintre un adeziv poliesteric cu fibre de sticlă și o piesă produsă aditiv

Înălțimea stratului de printare și rugozitatea pieselor sunt direct proporționale. Efectul rugozității suprafeței pe care se aplică adeziv este de creștere a proprietăților asamblării. [4] Astfel, împreunarea compozitelor cu piese produse aditiv este promițătoare din punct de vedere ar rezistenței, dar și al avantajului de a realiza forme complexe, relativ rapid și la un cost redus.

Avantajele asamblărilor cu adezivi este acela că permit asamblarea materialelor disimilare. [5] Astfel, este posibilă îmbinarea compozitelor polimerice cu piese produse aditiv. Pentru obținerea eficienței maxime a unei asamblări cu adezivi, este de dorit ca distribuția de tensiuni din adezivi să fie una uniformă. În realitate acesta este un lucru dificil de realizat datorită concentrării de tensiuni de la extremitățile suprapunerii asamblărilor. [1]

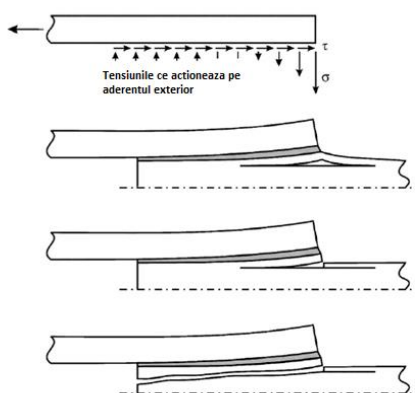


Figura 2 Moduri de cedare a aderenților din materiale compozite datorate tensiunilor de jupuire [5]

Este esențială minimizarea tensiunilor de jupuire atunci când aderenții sunt din compozit deoarece, rășinile folosite pentru compozitele stratificate din aviație sunt de o rezistență mare, dar cantitatea de rășină este una mică pentru a obține materiale cât mai ușoare.

Materialele utilizate în industria aerospațială sunt formate adesea din fibre de carbon de înaltă rezistență și matrici polimerice epoxidice. Astfel, comportamentul lor este puternic anizotrop în ceea ce privește atât rigiditatea, cât și rezistență. În direcția fibrei, compozitele pot fi foarte rezistente și rigide în timp ce proprietățile transversale și de forfecare sunt mult mai mici. Modul transversal (adică prin grosimea laminatului) este doar de două sau trei ori mai mare decât a matricei materialului. Dar principala problemă este rezistența scăzută la întindere transversală, care este de același ordin sau mai mică decât cea a matricei. Îmbinările cu adezivi sunt supuse la încărcarea de

jupuire, astfel încât compozitul va ceda probabil în tensiunea transversală înainte adezivului. La fel ca tensiunile tangențiale, cele de jupuire prezintă un maxim la extremitățile îmbinării ceea ce duce la cedarea compozitului datorita rezistenței transversale (pe grosime) a laminatului. Aderentul din mijlocul îmbinării dublu eclisate se sfâșie, astfel tensiunile de forfecare nu se mai transferă între aderenți.

## 2. Stadiul actual

Stadiul actual de dezvoltare al îmbinărilor cu adezivi este unul avansat existând în industria aerospațială standarde de pregătire a personalului ce face asamblările cu adezivi, cât și standarde de calitate ale îmbinărilor cu adezivi. Aceste tipuri de îmbinare încep să fie din ce în ce mai des folosite în domeniul spațial, dar utilizarea principală fiind realizarea echipamentelor optice pentru sateliți. [6] Cererea din ce în ce mai mare pentru îmbinări cu o calitate superioară și fiabilitate crescută a dus la crearea programului european de specializare a tehnicienilor ce realizează îmbinări cu adezivi. La momentul actual operatorii care efectuează îmbinări cu adezivi sunt specializați și certificați conform standardului DIN 6701. Alte agenții europene precum Agenția Spațială Europeană (ESA) împreună cu agențiile spațiale naționale și inițiativa EUROSPACE au cerut Comitetului European de Standardizare Spațială (ECSS) să elaboreze un standard dedicat îmbinărilor cu adezivi. [6] [7]

Pentru reducerea tensiunilor în îmbinările cu adezivi se disting două direcții principale: modificarea adezivului și modificarea aderenților. În [5] sunt prezentate numeroase metode de reducere a tensiunilor din asamblările cu adezivi axate pe modificarea geometriei adezivului la extremitățile îmbinării. Geometriile utilizate sunt prezentate în Figura 3, geometriile 2 și 3 nu au prezentat o schimbare a proprietăților îmbinării față de modelul de referință 1.

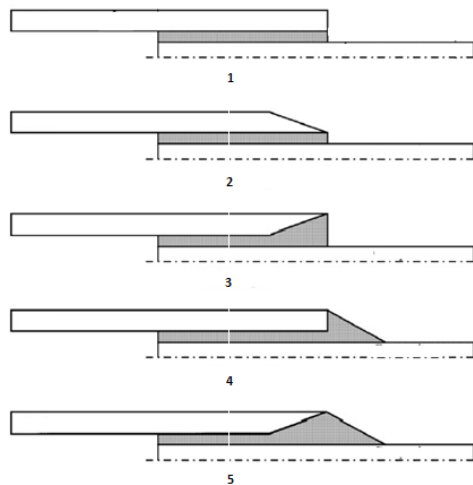


Figura 3 Modificarea geometriei adezivului pentru reducerea tensiunilor de jupuire [5]

Geometriile 4 și 5 din Figura 3 au arătat o creștere a rezistenței îmbinării de până la de două ori în cazul geometriei 4 și de trei ori în cazul geometriei 5, chiar și pentru adaosuri de adeziv la 45°. [5]

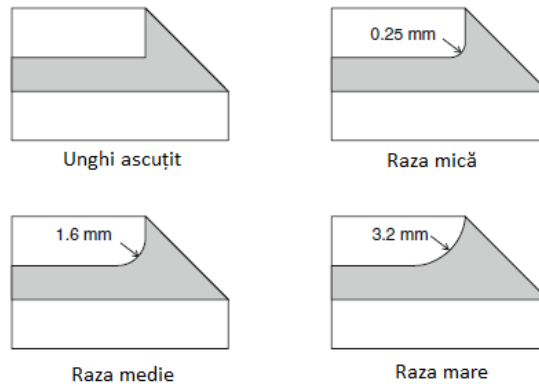


Figura 4 Modificarea geometriei aderenților prin aplicarea unei raze la extremitatea îmbinării [8]

O altă abordare pentru reducerea tensiunilor în îmbinările cu adezivi este modificarea geometriei aderenților pentru obținerea unei distribuții uniforme de tensiuni în adeziv prin reducerea locală a rigidității aderenților. Acest aspect este relevant mai ales pentru compozitele laminate din cauza rezistenței mecanice relativ scăzute pe grosime. [8]

În [9] au fost studiate diferite configurații de asamblări dublu eclisate în care aderenții exteriori erau din oțel și aderențul interior din fibră de carbon. S-a determinat prin MEF și prin experimente că prin introducerea controlată a unui adaos de adeziv și o rază în aderenț rezistența îmbinării s-a triplat.

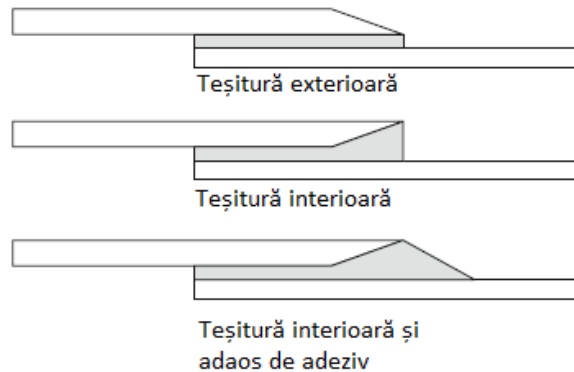


Figura 5 Modificarea geometriei aderenților prin aplicarea unei teșituri [8]

Alte geometrii complexe precum decalajul între straturile de adeziv, rugozitatea suprafeței, creșterea aderenților pot fi folosite pentru a crește rezistența îmbinării. Metoda elementelor finite este avantajoasă în determinarea formei optime a adezivului, dar trebuie avute în vedere și aspectele tehnologice de producere a unei astfel de geometrii. [8]



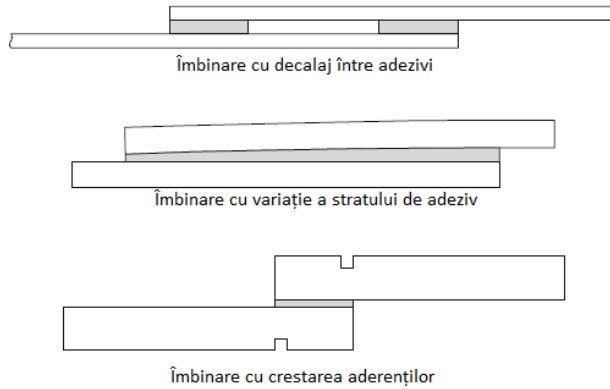


Figura 6 Geometrii complexe de reducere a tensiunilor în adezivi [8]

În [1] este prezentată o analiză parametrică a unui decupaj, s-a constatat că dimensiunile decupajului au influență asupra distribuției de tensiuni în adeziv. Astfel, măbind grosimea decupajului tensiunile tangențiale cât și cele de jupuire se reduc considerabil. Acest lucru este de real interes mai ales în cazul compozitelor stratificate care tind să cedeze înaintea adezivului din cauza rezistenței reduse pe direcție transversală (pe grosime) a materialului.

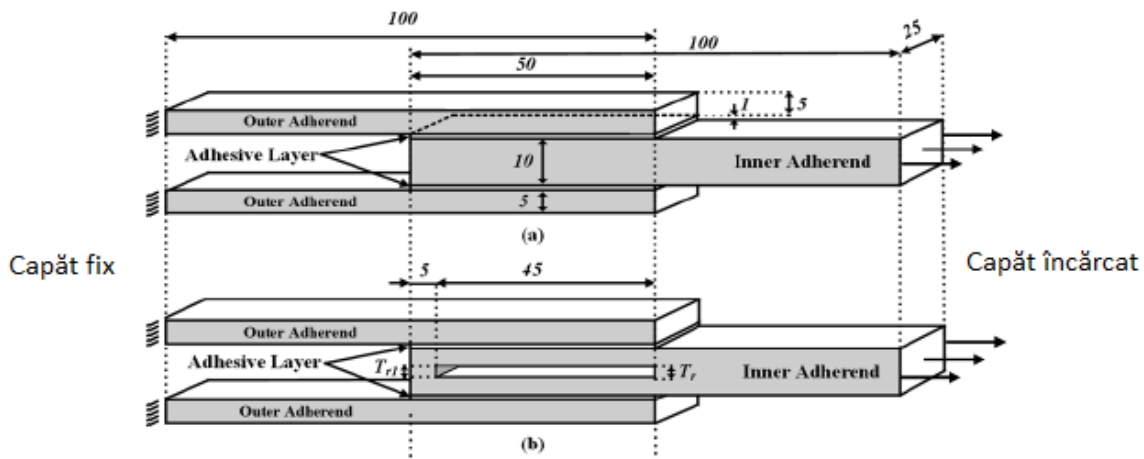


Figura 7 Asamblare dublu eclisată cu decupaj în aderențul central [1]

### 3. Modelare în ANSYS

Pentru modelarea în ANSYS Workbench s-au creat două geometrii: cu un decupaj cu dimensiunile de 25x1,5mm și un model de referință. Modelele realizate sunt 2D și pe jumătate de structură din cauza limitărilor numărului de noduri și elemente. Aderenții au o lungime de 75 de milimetri, lungimea pe care s-a modelat îmbinarea este de 30 de milimetri. Grosimea aderenților este de 2,5 mm pentru aderenții exteriori și 5 milimetri pentru aderențul interior.



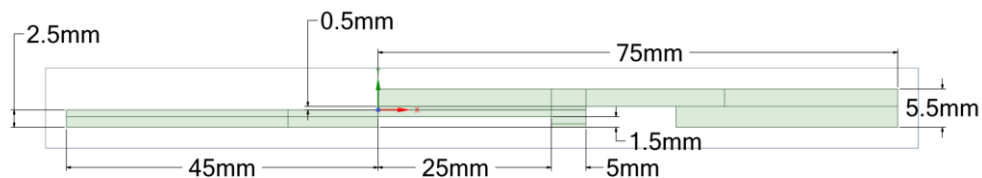


Figura 8 Geometriile asamblărilor dublu eclisate analizate

Discretizarea a fost controlată pentru a crește densitatea de elemente la extremitățile îmbinărilor deoarece în aceste zone se găsesc gradienti mari ai tensiunilor tangențiale și tensiunilor normale (de jupuire). Modelele au fost discretizate cu elemente PLANE182. Materialele utilizate în analiză sunt oțelul implicit din biblioteca de materiale Ansys pentru materialul aderenților și pentru adeziv s-a creat un material nou liniar elastic cu proprietățile din [3]. S-a ales modelarea cu aceste materiale pentru simplitatea modelării lor și eficiența obținerii rezultatelor.

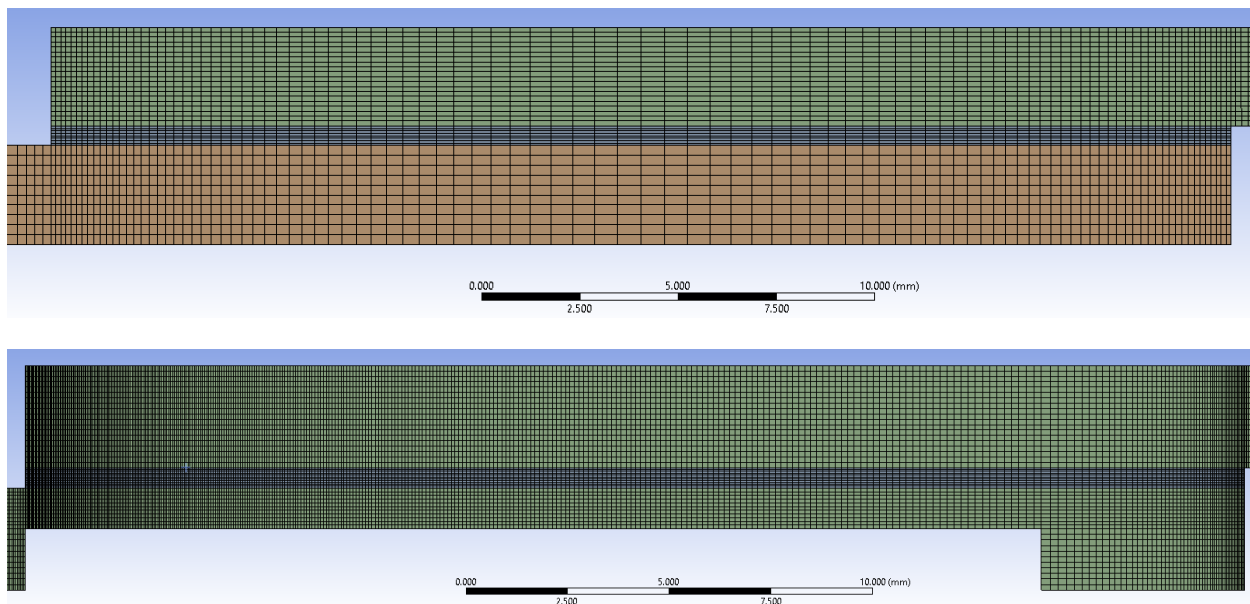


Figura 9 Discretizările celor două modele

Pentru condițiile la limită s-a impus o forță de 2000 newtoni pe aderențul interior. S-a impus simetria pe mijlocul modelului prin blocarea deplasărilor pe axa Y. Blocajul a fost aplicat pe aderenții exteriori prin impunerea unei deplasări nule pe axele X și Y. Pentru o mai bună modelare a condițiilor la limită întâlnite în practică, nu s-a permis rotirea zonei care ar fi fost prinsă în bacurile mașinii de testat.

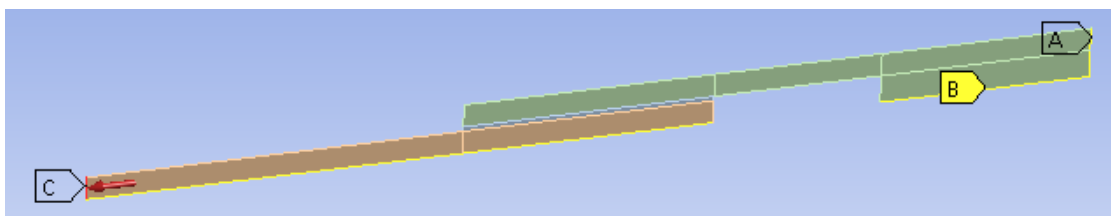


Figura 10 Condițiile la limită aplicate modelului

Tabel 1 Proprietățile adezivului EC 2216 [3]

EC 2216 3M	E [MPa]	$\nu$	$\sigma$ max [MPa]
2h/66°C	118	0.408	17,2

#### 4. Realizare epruvete

Pentru partea practică a lucrării s-au realizat epruvete din materiale hibride realizate din aderenți printați 3D ramforșați cu preimpregnate din fibră de carbon Twill 2x2 3K cu matrice M79 produsă de Hexcel Composites. Primul pas a fost realizarea aderenților printați din PETG și pregătirea acestora (sablare, degresare etc.), după care s-au aplicat fâșii de preimpregnate direct pe aderențul printat, s-au acoperit epruvetele cu folie antiaderentă, s-a realizat un sac de vid, s-au montat prizele de presiune după care epruvetele au fost introduse la un ciclu termic de reticulare de 8 ore la 75°C și răcire în cuptor. După ce epruvetele s-au solidificat s-a pregătit amestecul de adeziv în 5:7 procente masice conform cu [10]. S-a aplicat în strat subțire și s-au asamblat epruvetele folosind un dispozitiv printat pentru alinierea și controlul grosimii stratului de adeziv. După asamblare epruvetele au fost introduse în etuvă pentru 2 ore la 66°C pentru reticularea adezivului.

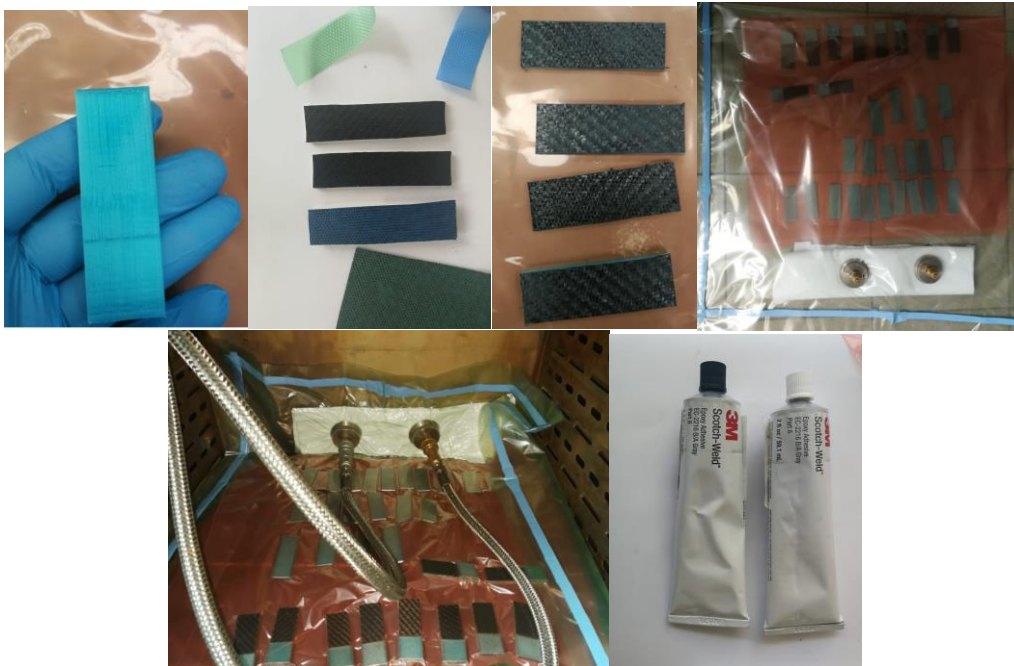


Figura 11 Etapele de pregătire a epruvetelor

#### 5. Rezultate și discuții

În continuare se vor prezenta comparativ rezultatele modelului cu elemente finite și rezultatele experimentale pentru epruvetele de referință și pentru epruvetele cu decupaj.

Distribuția de tensiuni normale (de jupuire) este puternic influențată de prezența decupajului și aceasta are ca efect reducerea tensiunilor cu peste 30% la extremitățile asamblării.

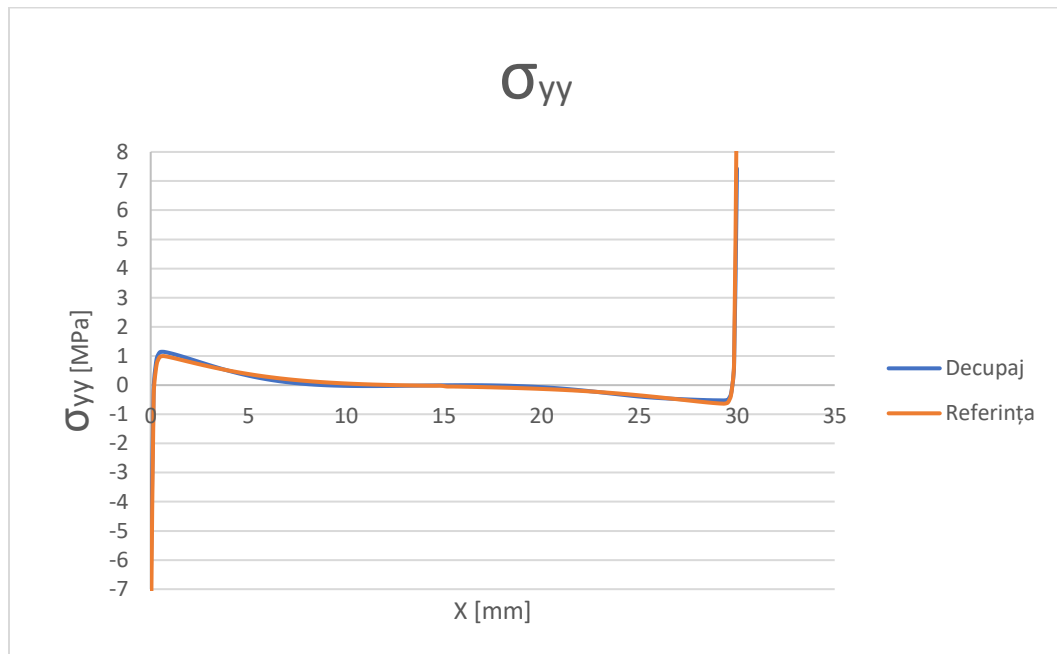


Figura 12 Comparație între distribuția de tensiuni normale între extremitățile îmbinării pentru cele două configurații

Tensiunile tangențiale sunt reduse cu 9% până la 15% la extremitățile îmbinării. Se poate constata că distribuția de tensiuni nu mai este simetrică pentru epruvetele cu decupaj. Distribuția de tensiuni tangențiale în modelul de referință este aplatizată ca urmare a rigidității scăzute a adezivului. Un alt efect al decupajului este uniformizarea și reducerea tensiunilor tangențiale pe toată lungimea îmbinării.

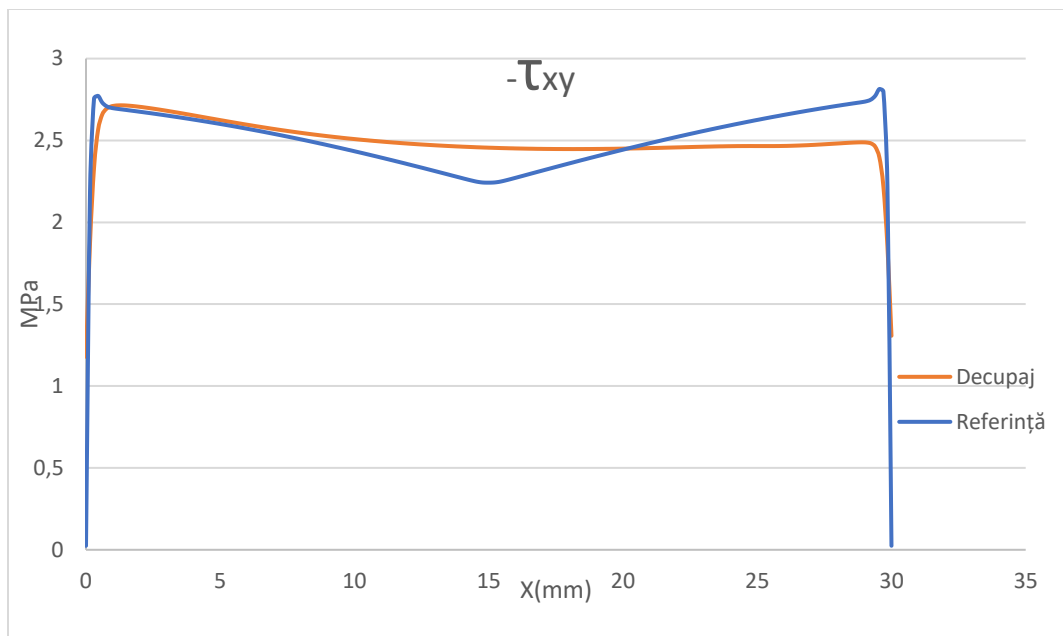


Figura 13 Comparație între distribuțiile de tensiuni tangențiale între extremitățile îmbinării pentru cele două configurații

În timpul testării toate epruvetele au cedat prin delaminarea stratului de compozit de pe aderențul interior, după cum a observat și Adams în [9]. Aspectul suprafeței de rupere este unul mat și rugos.

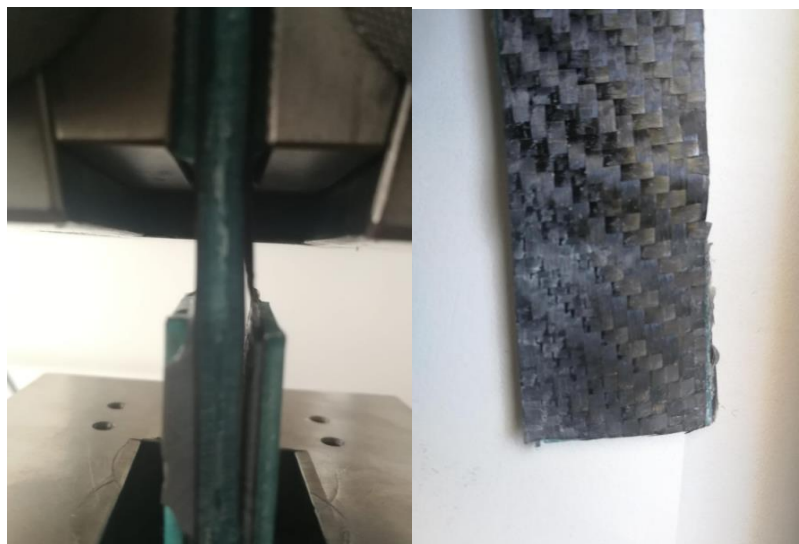


Figura 14 Mod de cedare epruvete și aspectul suprafeței de rupere

Epruvetele cu decupaj au cedat la o forță de peste 5kN, mai mare ca cea a epruvetelor de referință. Se observă că efectul decupajului de scădere locală a rigidității aderențului se manifestă și în alungirea crescută a epruvetelor cu decupaj. Alungirea epruvetelor cu decupaj este cu 2-3 milimetrii mai mare decât cea a epruvetelor de referință. La începutul testelor a existat o zonă de ligament care poate fi justificată prin alunecarea epruvetelor în bacurile mașinii de testat.

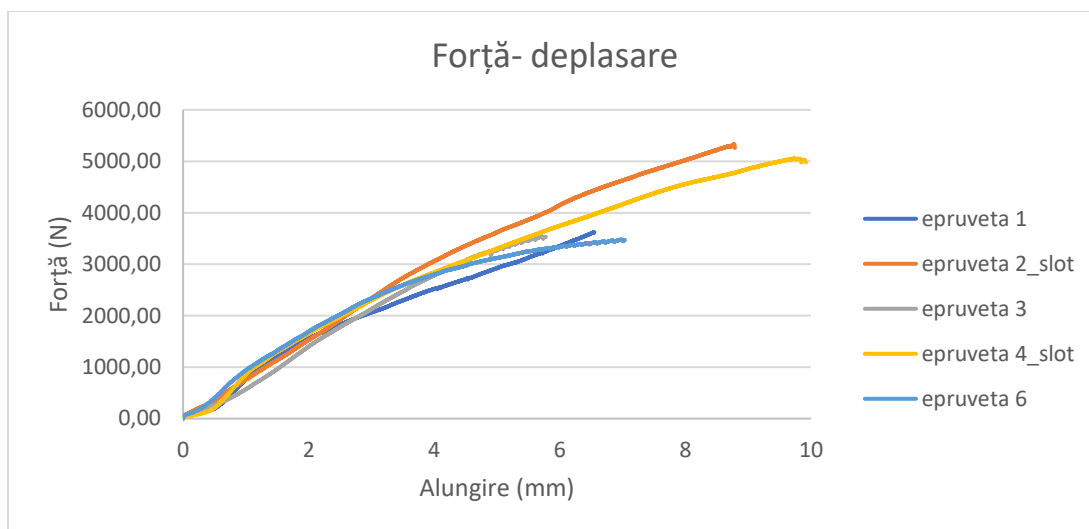


Figura 15 Curbele forță- deplasare pentru epruvetele testate

## 6. Concluzii

S-a realizat o analiză cu elemente finite și o testare experimentală pe o configurație de decupaj cu scopul evaluării performanțelor de reducere a tensiunilor în stratul de adeziv. Epruvetele cu decupaj au cedat la o forță cu peste 30% mai mare ca cea a epruvetelor de referință. Se observă că efectul decupajului de scădere locală a rigidității aderențului se manifestă și în alungirea crescută a epruvetelor cu decupaj. Alungirea epruvetelor cu decupaj este cu 15% mai mare decât cea a epruvetelor de referință. Tensiunile tangențiale sunt reduse în modelul cu decupaj până la 15% față de modelul de referință, iar tensiunile normale (de jupuire) sunt reduse cu până la 34%. Ca direcții viitoare de cercetare se pot testa alte configurații geometrice de decupaje, realizarea unor modele parametrice pentru studiul influenței mărimilor geometrice ce definesc decupajul și validarea acestora prin teste de laborator. Metoda de reducere a tensiunilor prin decuparea aderenților are avantajul ca reduce totodată și masa asamblării .

## 7. Bibliografie

- [1] X. Hou, A. Y. Kanani și J. Ye, „Double lap adhesive joint with reduced stress concentration: effect of slot,” *Composite Structures*, pp. 1-8, 2018.
- [2] M. Tsai și J. Morton, „An investigation into the stresses in double-lap adhesive joints with laminated composite adherents,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 47, p. 3317–3325, 2010.
- [3] J. Premysl și O. Maxime , „Critical steps in adhesive bonding process for space applications,” în *14th ISMSE/12th ICPMSE*, Biarritz, France, 2018.
- [4] V. Kovan și E. S. Topal, „Surface Roughness Effect on the 3d Printed Butt Joints Strength,” în *Proceedings of the International Conference BALTRIB*, Akademija, Kaunas, Lithuania, 2015.
- [5] L. da Silva și R. Adams, „Techniques to reduce the peel stresses in adhesive joints with composites,” *International Journal of Adhesion & Adhesives*, nr. 27, pp. 227-235, 2007.
- [6] ECSS-E-HB-32-21A, *Adhesive bonding handbook*, ESA ESTEC, 20 March 2011.
- [7] Luísa Quintino , Italo Fernandes și Eurico Assunção, „European harmonised system for training and qualification of adhesive bonding personnel.,” *Applied Adhesion Science*, 2013.
- [8] L. da Silva, . A. Ochsner și R. D. Adams, *Handbook of Adhesion Technology*, Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2011.

- [9] R. Adams, R. Atkins, J. Harris și A. Kinloch, „Stress analysis and failure properties of carbonfibre-reinforced-plastics/steel double lap joints,” *Journal of Adhesives*, pp. 20-29, 1986.
- [10] ASTM D 907-15, *Standard Terminology of Adhesives*.
- [11] ASTM D 3528-96, *Standard Test Method for Strength Properties of Double Lap Shear Adhesive Joints by Tension Loading*, 2016.

# FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THE CONTACT BETWEEN TOOTH FLANKS FOR AN INVOLUTE SPUR GEAR

CIMPOERU Marian-Cătălin

Facultatea de Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: S.I.S, Anul de studii: II, e-mail: cimpoerum.catalin@gmail.com

Conducător științific: Prof. Dr. Ing. Ștefan SOROHAN

*REZUMAT: The main purpose of this paper was to determine the best approach of modelling the contact between the tooth flanks for a spur gear. To analyse the spur gear, a 2D finite element model was realised in Ansys Workbench using solid 2D PLANE183 elements, plane stress option and the pairs of CONTA172 and TARGE169 to model the contact. The contact stress was analytically computed using the Hertz equation to compare it with the results obtained using Ansys code. For the finite element models a frictional contact type between the tooth flanks was used. The considered frictional coefficients were: 0, 0.11, 0.15 and 0.2. The relatively large values for the frictional coefficients were chosen due to the lack of gear lubrication. The lack of gear lubrication was considered because this model will be used further in modelling the plastic deformation of the teeth.*

*CUVINTE CHEIE: angrenaj cilindric, presiune hertziană, Ansys, analiză cu elemente finite, dinți drepți.*

## 1. Introducere

Angrenajele cilindrice cu dinți drepți reprezintă cele mai simple ansamble de roți dințate folosite în industrie și sunt printre cele mai utilizate tipuri de angrenaje ce transmit puterea sau cuplul între doi arbori paraleli.

Ca și avantaje ale transmisiilor cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți se pot enumera următoarele:

- sunt transmisii simple;
- au un randament foarte bun de transmitere;
- au un raport de transmitere constant.

Ca și dezavantaje ale acestora se pot enumera următoarele:

- la turații mari sunt foarte zgomotoase;
- este necesară o precizie foarte bună la prelucrarea flancurilor dinților acestora;
- uzura foarte mare a dinților.

În această lucrare scopul principal este acela de a valida modelul cu elemente finite realizat în Ansys Workbench cu calculul analitic. Pentru a face această corelare, din modelul dezvoltat în Ansys se extrag tensiunile principale și cele echivalente von Mises din zona de contact a dinților angrenajului, iar analitic se calculează presiunea Hertziană de contact.

## 2. Stadiul actual

Angrenajele cilindrice fiind unele din cele mai folosite la nivel global, până în prezent s-au realizat nenumărate studii pentru a determina tensiunile de contact dintre flancurile dinților. Un astfel de studiu a fost realizat de *Damtie* și *Tilahun* în lucrarea [1] în care prin varierea momentului pinionului de la 10 Nm la 100 Nm s-a concluzionat că modelul cu elemente finite dă rezultate mai apropiate de cele teoretice atunci când încărcările sunt mai mari.

Într-o altă lucrare [2], *Bekheet* consideră coeficientul de frecare în plaja 0.05 - 0.30 și prin folosirea unui model cu elemente finite 2D și a unuia 3D a constatat că tensiunea din zona de contact crește odată cu creșterea coeficientului de frecare până la valoarea de 0.2, după această valoare înregistrându-se o mică



scădere. Totodată comparând cele două modele cu elemente finite cu rezultatele analitice s-a observat că modelul cu elemente plane oferă rezultate mai apropiate de cele analitice decât cel cu elemente 3D.

### 3. Preprocesarea modelului de calcul

#### 3.1. Realizarea modelului 3D

Pentru a realiza modelul 3D al angrenajului cilindric mai întâi au fost determinate dimensiunile geometrice caracteristice ale angrenajului [3]:

**Tabelul 1. Dimensiunile geometrice caracteristice ale angrenajului**

	Pinion	Roată
Număr de dinți	$z_1 = 17$	$z_2 = 69$
Modulul normal standardizat (mm)	$m = 4$	
Unghiul de profilului de referință [°]	20	
Coeficientul înălțimii capului de referință	1	
Coeficientul înălțimii piciorului de referință	1.2	
Coeficientul jocului de referință la picior	0.2	
Diametrul de divizare (mm)	68	276
Lățimea danturii (mm)	42.64	

Cu dimensiunile geometrice caracteristice de mai sus și cu ajutorul software-ului SolidWorks [4], s-a obținut modelul tridimensional al angrenajului cilindric (Fig. 1).

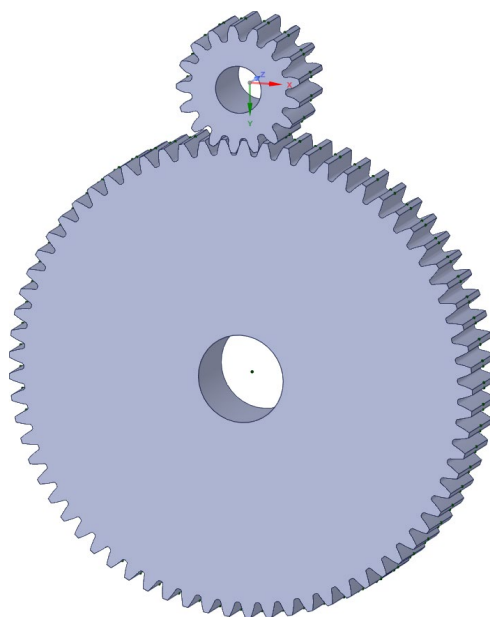


Fig. 1. Modelul CAD al angrenajului analizat

### 3.2. Discretizarea modelului 3D

Importând modelul tridimensional în ANSA [5] s-a realizat discretizarea angrenajului cu elemente plane cu 8 noduri (Plane183) astfel rezultând un model alcătuit din 201288 de elemente cu 610638 de noduri (Fig. 2).

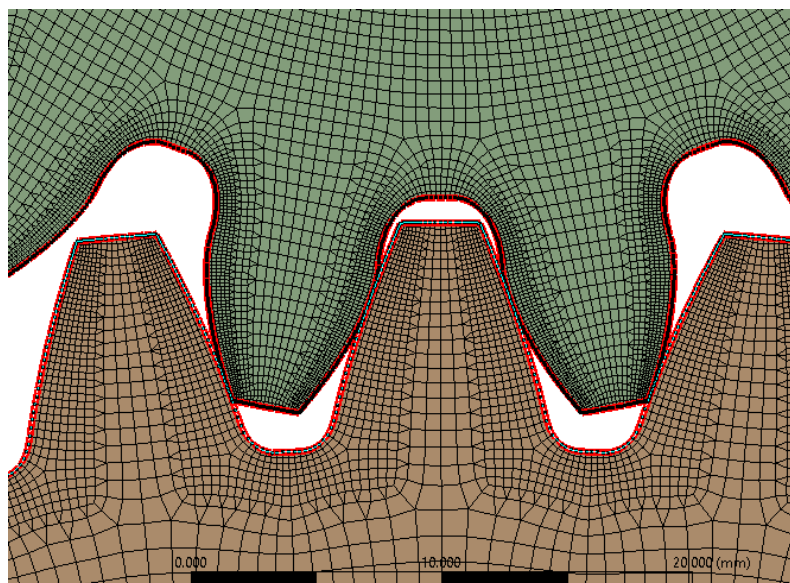


Fig. 2. Discretizarea modelului tridimensional al angrenajului în zona contactelor folosind programul ANSA

### 3.3. Stabilirea proprietăților de material

Materialul folosit pentru angrenaj este un oțel înalt aliat *40Cr10* cu următoarele proprietăți mecanice:

- modul de elasticitate longitudinal: 206000 MPa;
- modul de elasticitate transversal: 79231 MPa;
- densitate: 7,77 g/cm<sup>3</sup>;
- limita de curgere: 785 MPa;
- limita de rupere: 980 MPa.

### 3.4. Stabilirea încărcărilor și a condițiilor la limită

În zona arborelui pinionului a fost impusă o rotație în jurul axei Z de 63.529° (vezi Fig. 2) în timp ce deplasările în X și Y au fost blocate.

Pentru roata condusă în zona arborelui au fost blocate deplasările în X și Y , iar rotația în jurul axei Z a fost lăsată liberă (Fig. 3), aplicându-se un moment de torsiune maxim constant [6], egal cu:

$$M_{III} = M_{II} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

unde:

$$M_{II} = 103.94 \text{ Nm}$$

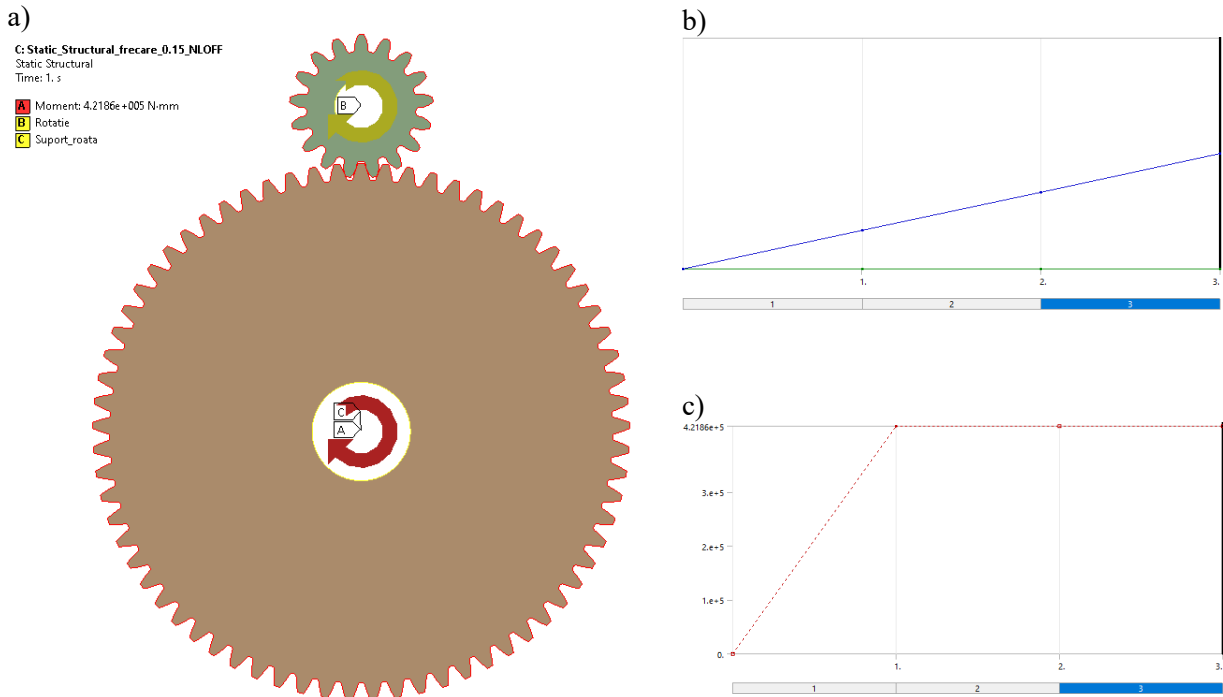


Fig. 3. Aplicarea încărcărilor și a condițiilor la limită (a), graficele de creștere în timp a rotirii (b), respectiv a momentului (c).

#### 4. Aspecte de calcul:

Pentru a realiza acest studiu s-au realizat trei analize statice folosind condițiile la limită și încărcările definite mai sus. Încărcările au fost definite în trei pași: până la  $t = 1$  momentul crește liniar și apoi rămâne constant, iar rotirea pinionului cu o valoare de  $21.17^\circ$  pe fiecare pas (vezi Fig. 3).

Astfel pentru cele 3 modele timpul de calcul pentru analiza statică liniară (neliniaritate geometrică și liniaritate de material) și resursele alocate pentru rezolvarea acestora sunt următoarele:

Primul caz ( $\mu = 0$ ):	Al doilea caz ( $\mu = 0.11$ ):	Al treilea caz ( $\mu = 0.15$ ):	Al patrulea caz ( $\mu = 0.2$ ):
<ul style="list-style-type: none"> <li>Memorie RAM: 4 GB</li> <li>Număr de procesoare: 4</li> <li>Timp CPU: 3815 s</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Memorie RAM: 4 GB</li> <li>Număr de procesoare: 4</li> <li>Timp CPU: 3939 s</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Memorie RAM: 4 GB</li> <li>Număr de procesoare: 4</li> <li>Timp CPU: 3812 s</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Memorie RAM: 4 GB</li> <li>Număr de procesoare: 4</li> <li>Timp CPU: 4154 s</li> </ul>

#### 5. Analizarea rezultatelor obținute

În Fig. 4 este prezentată deplasarea totală pentru ultimul pas de calcul al unui model cu elemente finite, pentru celelalte aceasta fiind identică.

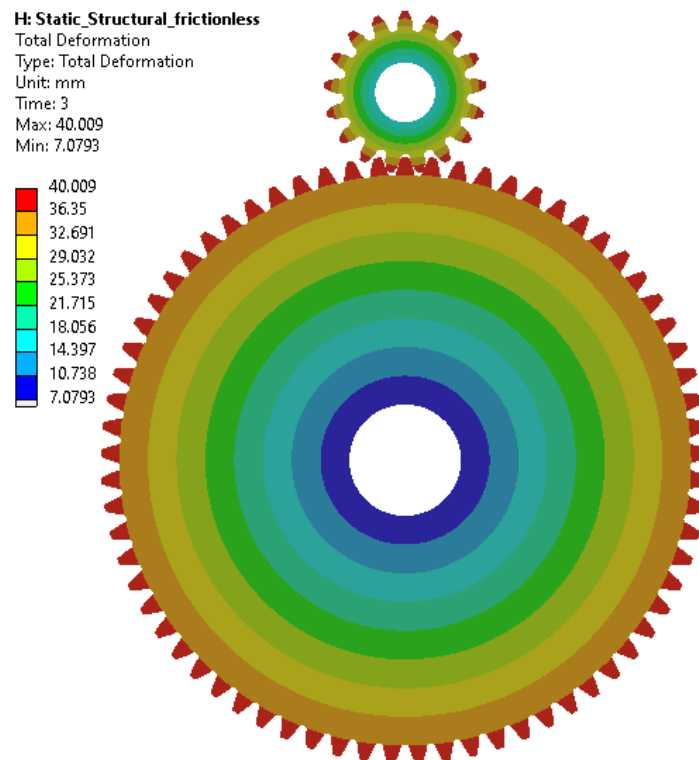


Fig. 4. Deplasarea totală a roților dințate la ultimul pas de calcul al modelului fără frecare

În Fig. 5 este prezentată variația tensiunilor maxime principale din zona punctului de tensiune maximă (Fig. 6) funcție de rotația pinionului pentru cele trei modele de calcul. Se poate observa că pentru o rotație a pinionului de până în 20° perechea respectivă de dinți nu intră în contact. În intervalul 21-30° este vorba despre o angrenare bipară, urmată de angrenare unipară și din nou de o angrenare bipară.

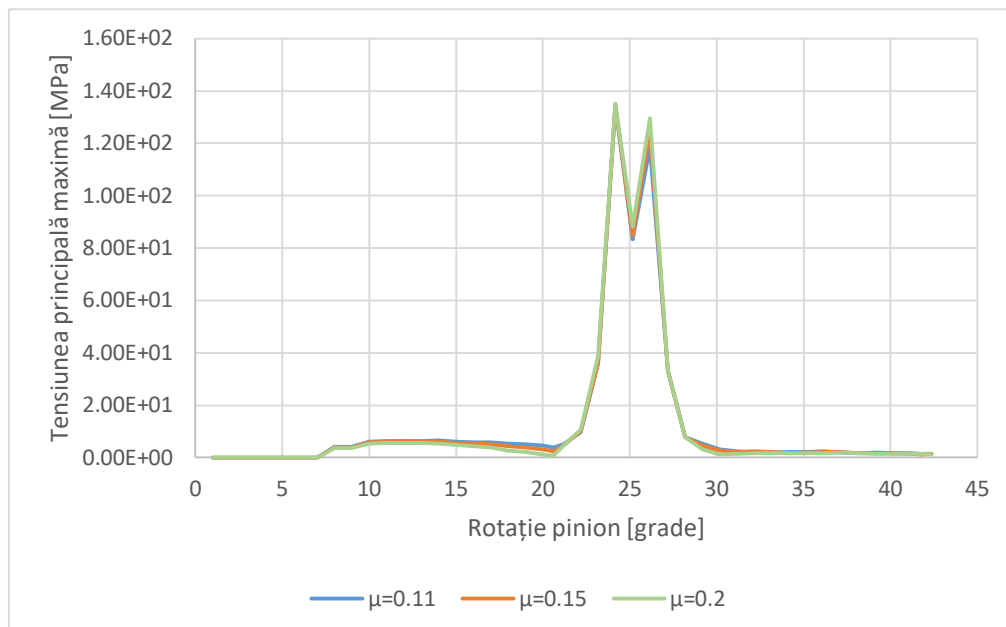


Fig. 5. Variația tensiunii principale maxime din zona punctului de tensiune maximă funcție de rotația pinionului

În Fig. 6 sunt prezentate tensiunile echivalente von Mises în momentul angrenării unipare pentru modelele de calcul fără frecare, respectiv cel cu  $\mu=0.11$ .

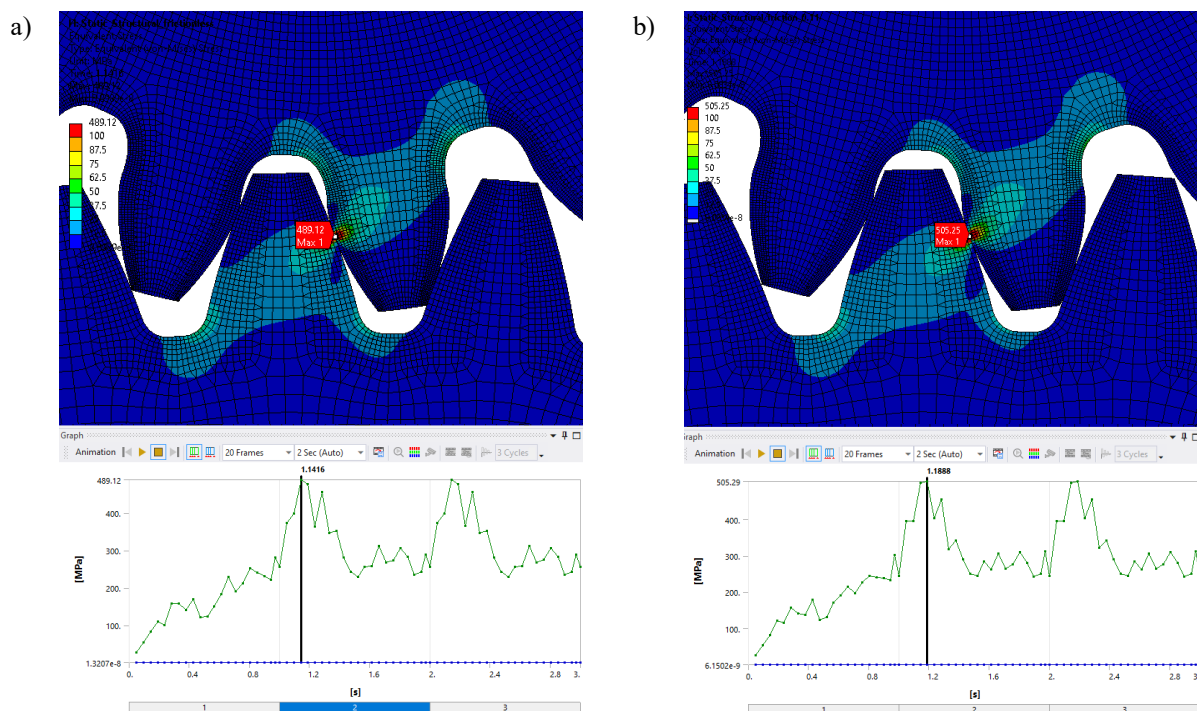


Fig. 6. Distribuția de tensiuni von Mises pentru primele două modele cu elemente finite: a) modelul fără frecare; b) modelul cu  $\mu=0.11$ ;

În Fig. 7 sunt prezentate tensiunile principale minime (compresiune) în momentul angrenării unipare pentru modelul fără frecare, respectiv cel cu  $\mu=0.11$ .

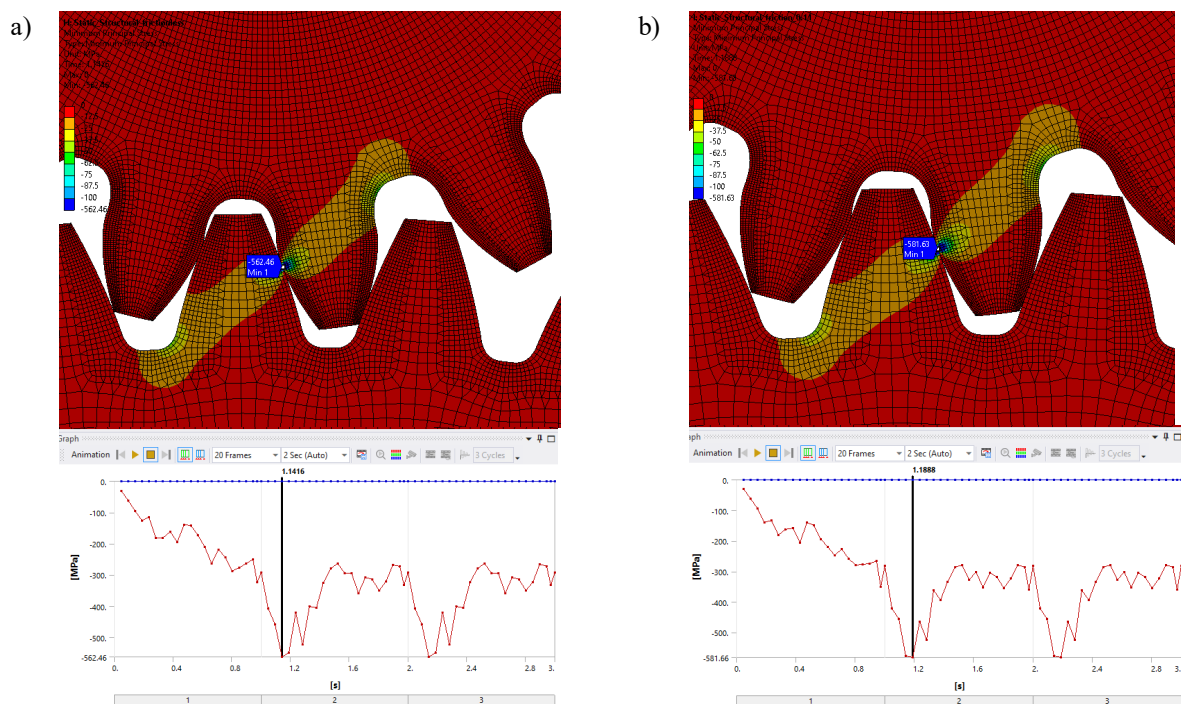


Fig. 7. Distribuția de tensiuni principale minime pentru primele două modele cu elemente finite: a) modelul fără frecare; b) modelul cu  $\mu=0.11$

Pentru a se compara valorile tensiunilor din zona de contact obținute cu ajutorul metodei cu elemente finite cu cele din calculul analitic se extrag valorile maxime ale tensiunii echivalente von Mises și valorile absolute ale tensiunii principale minime din angrenarea unipară:

**Tabelul 2. Eroarea dintre valoarea presiunii Hertziene calculată analitic și tensiunile extrase din Ansys**

Material liniar elastic	Analitic	$\mu=0$	$\mu=0.11$	$\mu=0.15$	$\mu=0.2$
Tensiunea echivalentă von Mises în zona de contact [MPa]	526,16	489,12	505,28	519,64	540,7
Tensiunea minimă principală în zona de contact [MPa]		562,46	581,66	598,4	624,39
Eroarea dintre tensiunea echivalentă și analitic [%]	-	7,04	4,16	1,26	2,69
Eroarea dintre tensiunea minimă principală și analitic [%]	-	6,89	10,55	13,73	18,67

Pentru calculul analitic s-a folosit relația [2]:

$$\sigma_{Hc} = \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot \left(1 + \frac{R_1}{R_1}\right)}{R_1 \cdot b \cdot \sin(\alpha_0) \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (2)$$

unde:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_d}{d_1} = 3056,957 \text{ N} \quad (3)$$

$$R_1 = \frac{d_1}{2} = 34 \text{ mm} \quad (4)$$

$$R_2 = \frac{d_2}{2} = 138 \text{ mm} \quad (5)$$

## 6. Concluzii

Deoarece rezultate tensiunilor din modelele cu elemente finite au o eroare relativ mică comparativ cu cea calculată analitic, unul dintre acestea va fi folosit pentru a studia deformarea plastică a dinților angrenajului cilindric.

Pentru a valida modelul cu elemente finite, ținând cont că teoria lui hertz nu ține seama de frecarea dintre dinți, numai eroarea dintre valoarea tensiunilor minime principale (tensiunilor de compresiune) rezultate din modelul fără frecare și valoarea calculată analitic ar trebui luate în considerare.

În Tabelul 2 se poate observa că atunci când nu există frecare între dinții angrenajului, diferența dintre tensiunea von Mises și tensiunea principală minimă este foarte mică, dar pentru modelele cu frecare aceasta crește o dată cu creșterea coeficientului de frecare ceea ce denotă faptul că în zona de contact discretizarea este prea grosieră.

Se poate observa din Tabelul 2 că deși tensiunea din zona de contact a dinților crește odată cu mărirea coeficientului de frecare, cel mai potrivit model pentru continuarea studiilor de deformare plastică a dinților este cel cu un coeficient de frecare de 0.15.

În Fig. 6 și Fig. 7 se poate observa că la prima pereche de dinți care intră în contact tensiunile sunt foarte mici comparativ cu restul perechilor, acest lucru datorându-se aplicării momentului roții conduse în mai mulți pași de calcul. De altfel se poate observa periodicitatea rezultatelor în timpul angrenării după primul pas de calcul.

În Fig. 5 se pot distinge cele două moduri de angrenare și anume angrenarea bipară în intervalul 21-24° urmată de cea unipară în intervalul 24-27°.

Pentru studii viitoare se va păstra un număr redus de dinți pentru fiecare roată sau zonele care nu prezintă interes vor fi discretizate grosier pentru a diminua necesarul resurselor de calcul. De altfel zona de contact dintre dinții angrenajului se va discretiza mai fin pentru a se reduce eroarea dintre modelul cu elemente finite și analitic.

## 7. Bibliografie

- [1] Dantie, S. și Tilahun, D. (2014). „*Contact stress analysis of involute spur gear by finite element method (fem)*”, Journal of EEA, Vol. 32, pp 33-40.
- [2] Bekheet, N. (2017). „*Involute Gear Tooth Stresses Analysis Using Finite Element Modeling*”, American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences (ASRJETS), Vol. 34, No. 1, pp 269-284.
- [3] Filipoiu, I. D. și Tudor, A. (2006). *Practica transmisiilor mecanice*, Editura BREN, București.
- [4] \*\*\*SolidWorks, Reference Guide, 2017
- [5] \*\*\*ANSA-version 18.0.x, User Guide, 2017.
- [6] Sorohan, Ș. și Constantinescu, I. N. (2003). *Practica modelării și analizei cu elemente finite*, București, Editura Politehnica Press.

## 8. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

$M_{II}$  = momentul pinionului [Nmm];

$M_{III}$  = momentul roții conduse [Nmm];

$\sigma_{Hc}$  = presiunea hertziană de contact [MPa];

$F_{II}$  = forța tangențială în angrenare [N];

$\alpha_0$  = unghiul de profilului de referință [°];

$b$  = lățimea danturii [mm];

$z_1$  = numărul de dinți ai pinionului;

$z_2$  = numărul de dinți ai roții conduse;

$R_2$  = raza de divizare a roții conduse [mm];

$d_1$  = diametrul de divizare al pinionului [mm];

$d_2$  = diametrul de divizare al roții conduse [mm];

$\nu_1$  = coeficientul lui Poisson al materialului pinionului;

$\nu_2$  = coeficientul lui Poisson al materialului roții conduse;

$E_1$  = modulul de elasticitate longitudinal al materialului pinionului [MPa];

$E_2$  = modulul de elasticitate longitudinal al materialului roții conduse [MPa].

## DESIGN AND MECHANICAL STUDY OF THE LEG ORIENTATION SYSTEM OF A CLIMBING HEXAPOD

TÎRSÎNA Nicoleta

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Rezistența materialelor, Anul de studii: II ,  
e-mail: tirsinanicoleta@gmail.com

Conducător științific: Prof. dr. ing. Ștefan SOROHAN

*REZUMAT: ROMERIN Hexapod climbing robot is currently face a significant problem in the uncertain orientation of the suction cup. The final objective of the project consists of the mechanical updating of the Romerin hexapod design. The main idea is to change the universal joint in the final part of the leg with a mechanism that allows it to maintain a fixed orientation of the suction cup. To achieve that, by using Autodesk Inventor, a design of a mechanical prosthesis that allows to be integrated in the current robot is required. Therefore, the work of designing, modeling and simulating of the mechanical prosthesis on the robot is carried out on a single "leg" of the robot. The final design solution of the prosthesis it was considered as the combination of two planar mechanisms and the analysis and design was implemented leg by leg, using the classical methods used in the planar mechanisms. Its analysis and design will be simple and effective.*

*CUVINTE CHEIE: robot, mecanism, design, printare 3D*

### 1. Introducere

Utilizarea roboților de cățărare în inspecția infrastructurii devine din ce în ce mai relevantă. proiectul ROMERIN își propune să construiască un robot de cățărare modular. Numele proiectului provine de la „Robot Modular EscaladoR para la INspección de infraestructuras”, care este un robot de cățărare modular pentru inspecția infrastructurii<sup>1</sup>. [1]

În ultimele decenii s-a înregistrat o mare creștere a infrastructurii civile în Europa, ceea ce înseamnă o creștere a nevoii de revizie, înlocuire și dezafectare. În consecință, aceste instalații necesită o cheltuială din ce în ce mai mare pentru inspecția, înlocuirea sau, dacă este necesar, demontarea lor. Analiza efectuată de consorțiul european SPARC [2] subliniază că în următorii ani această sarcină va fi din ce în ce mai importantă și relevantă și prevede că rolul pe care îl vor juca roboții în întreținere, inspecție și dezmembrare va fi esențial. Infrastructura civilă a crescut foarte repede în ultimii 50 de ani, datorită creșterii și prosperității economice. O mare parte a acestei infrastructuri reprezintă o amenințare pentru securitate și mediu în momentul dezmembrării și înlocuirii cu una nouă. Contribuțiile roboților în acest domeniu sunt remarcabile, deoarece acestea funcționează mult mai eficient decât orice om. Roboții pot coopera moduri în care oamenii nu pot suporta condiții extreme și periculoase pe o perioadă mai lungă decât un operator. Utilizarea acestuia reduce riscurile și costurile, sporind progresul în acest domeniu dincolo de abilitățile umane.

Această lucrare este încadrată în cadrul proiectului ROMERIN, care se poate vedea în [Fig.1.a)]. Obiectivul final al proiectului constă în actualizarea mecanică a designului hexapodului Romerin [Fig.1.b)]. Ideea principală este de a schimba articulația universală din partea finală a piciorului cu un mecanism care îi permite să mențină o orientare fixă a ventuzei, paralelă cu suprafața. Pentru a realiza acest lucru, prin utilizarea software-ului Autodesk Inventor, este necesară o proiectare a unei proteze mecanice care să permită integrarea acesteia în robotul curent. Prin urmare, lucrarea de proiectare, modelare și simulare a protezelor mecanice pe robot se efectuează pe un singur „picior” al robotului.

---

<sup>1</sup>în traducere din limba spaniolă



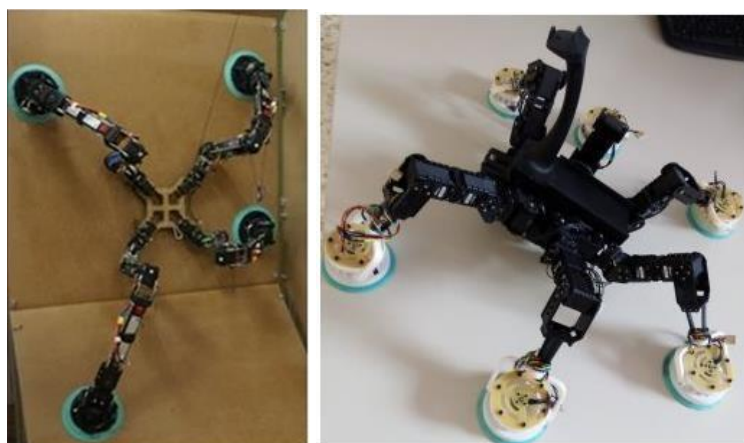


Fig. 1. a) Robotul modular ROMERIN – b) Prototipul hexapod ROMERIN

## 2. Stadiul actual

Acest capitol descrie o analiză bibliografică a roboților de cățărare și utilizarea unui lanț cinematic de tip paralelogram în alt proiect similar.

Roboții de cățărare sunt dispozitive utile care pot fi adoptate într-o varietate de aplicații, cum ar fi întreținerea, construcția, inspecția și siguranța în industria proceselor și a construcțiilor. Aceste sisteme sunt adoptate în principal în locuri în care accesul direct de către un operator uman este foarte periculos, din cauza unui mediu ostil. [3]

ROBIN (ROBotic INspector, vezi [4]) este un robot de cățărare conceput pentru medii create de om. Este destinat transportării camerelor video și a altor senzori pe structuri artificiale, cum ar fi poduri, clădiri, aeronave și nave pentru inspecție. ROBIN are o structură foarte simplă, fiind compus pur și simplu dintr-un picior articulată cu 4 ventuze la fiecare capăt. În total are 4 grade de libertate și este conceput pentru a putea merge înainte și înapoi, precum și a se roti. Robotul este, de asemenea, capabil să treacă de la o suprafață orizontală la una verticală și invers, atât în interior (podea și perete), cât și în exterior (acoperiș și perete exterior).

MRWALLSPECT III este un robot de cățărare cu patru picioare. În acest robot, trei ventuze sunt atașate simetric pe fiecare gleznă și șase pe partea inferioară a corpului. Astfel, în total robotul este echipat cu optsprezece ventuze, iar aderența este realizată prin intermediul a patru pompe de vid conectate în paralel. [5]

Robotul delta este un robot paralel, este format din mai multe lanțuri cinematice care leagă baza de efectorul final. Robotul poate fi de asemenea văzut ca o generalizare spațială a unei legături cu patru bare. Conceptul cheie al robotului delta este utilizarea elementelor de tip paralelogram care restricționează mișcarea platformei în direcția X, Y sau Z fără rotație. [6]

### 3. ROMERIN Robotul Hexapod de cățărare

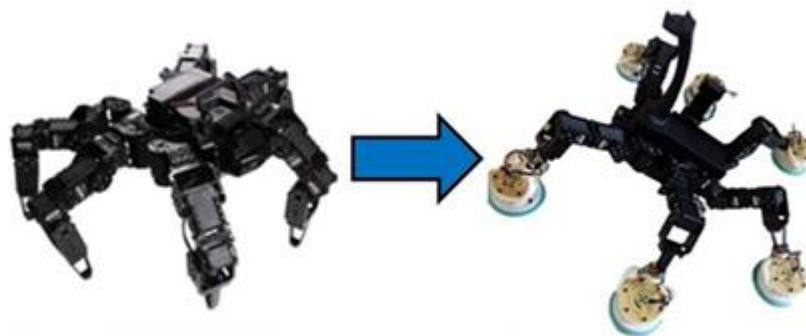


Fig. 2. Modificările mecatronice aduse Bolidului Crawler

În paralel cu designul robotului modular, a fost achiziționat un robot hexapod, Bolid Crawler de la XYZrobot. La Construcția sa au fost aduse modificări mecatronice, vezi [Fig. 2.], pentru a-i permite să adere la suprafețe verticale și tavane. Pe acest robot sunt testate sisteme de control, percepție și aderență, prin urmare este o lucrare complementară realizată cu robotul modular. Scopul acestui robot este de a avea un prototip pe care să testeze algoritmi de control, percepție și aderență; acesta va fi principala platformă de testare până la fabricarea finală a robotului modular.

### 4. Modelul cinematic

Modelul cinematic al oricărei structuri robotizate oferă informații vitale care definesc structura atât din punct de vedere dimensional cât și a comportării acesteia în spațiul de lucru singurul aspect neglijat fiind masele componentelor, care sunt studiate în modelul dinamic. Există două probleme fundamentale de rezolvat în cinematica robotului:

- cinematica directă – consideră cunoscuți parametrii (geometrici, vitezele și accelerațiile) cuplelor motoare, urmând ca prin aplicarea unor algoritmi de calcul să se determine parametrii caracteristici efectorului final (poziții, viteze, accelerații);
- cinematica inversă – consideră cunoscuți parametrii efectorului final urmând ca pe baza acestora să se determine valorile/variațiile corespunzătoare în cuplele motoare ale robotului.

#### • Formula de mobilitate

Gradele de libertate sau mobilitate ale unui lanț cinematic reprezintă numărul de parametri care definesc configurația lanțului.

În [Fig. 3.] este reprezentată schema cinematică a mecanismului în care există un total de 4 elemente și 4 cuple cinematice.

Formula de mobilitate a unei legături plane este:

$$M = 3(N - 1) - c_4 - 2c_5 = DOF \quad (1)$$

În cazul nostru:

$$M = 3(4 - 1) - 0 - 2 \cdot 4 = 1 \quad (2)$$

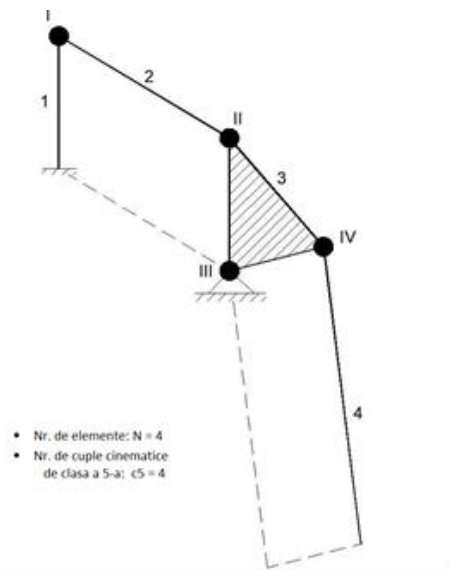


Fig. 3. Schema cinematica a mecanismului

Am făcut analiza mobilității Așadar, înlocuind cantitatea de elemente și articulații în ecuație, am stabilit că mecanismul are un grad de libertate.

### • Modelul cinematic direct

Problema de cinematică directă se reduce la găsirea unei matrici de transformare omogene T care leagă poziția și orientarea efectorului final de sistemul de referință fix situat la baza acestuia. Această matrice T va fi o funcție a coordonatelor articulațiilor.

Matricea de transformare omogenă care reprezintă poziția și orientarea relativă dintre sistemele asociate cu două legături consecutive ale robotului se numește de obicei matrice  ${}^{i-1}A_i$ . Când robotul are n grade de libertate, poziția rezultată  ${}^0A_n$  dintre mișcările fiecărei legături se obține ca produs  ${}^0A_n = {}^0A_1 \cdot {}^1A_2 \dots {}^{n-1}A_n$ .

Pentru a obține modelul cinematic direct este folosit algoritmul Denavit-Hartenberg [7]. Fiecare transformare omogenă  $A_i$  este reprezentată ca produsul a patru transformări de bază:

$$A_i = R_{z,\theta_i} Trans_{z,d_i} Trans_{x,a_i} R_{x,\alpha_i} \quad (3)$$

$$A_i = \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i & 0 & 0 \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_i & -\sin \alpha_i & 0 \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$= \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cos \alpha_i & \sin \theta_i \sin \alpha_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \alpha_i \cos \theta_i & -\cos \theta_i \sin \alpha_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

unde  $\theta_i$ ,  $a_i$ ,  $d_i$ ,  $\alpha_i$  sunt parametri asociați cu elementul i și articulația i. În cazul mecanismului nostru, Tabelul 1. descrie parametrii algoritmului Denavit-Hartenberg în fiecare dintre articulații. În acest

tabel, am notat cu unghiul de rotație al articulației  $i$  față de axa  $z$ , toate rotațiile se fac în raport cu axa  $z$  și cu ai distanța dintre centrele de referință ale elementelor  $i$  și  $j$ , deoarece toate axele  $z$  sunt paralele între ele, unghiul va fi 0.

Prin obținerea acestor parametri, calculul relațiilor dintre articulațiile consecutive ale robotului este imediat, deoarece acestea sunt date de matricile  ${}^{i-1}A_i$ .

**Tabelul 1.**

Link	$\theta$	$d_{iz}$	$a_{ix}$	$\alpha_i$
1	$\theta_1$	0	$d_1$	0
2	$\theta_2$	0	$d_2$	0
3	$\theta_3$	0	$d_3$	0
4	$\theta_4$	0	$d_4$	0
5	0	0	$d_5$	0

Matricea de transformare va fi:

$$T_5 = {}^0A_1 {}^1A_2 {}^2A_3 {}^3A_4 {}^4A_5 = \begin{pmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T(1,1) & T(1,2) & T(1,3) & T(1,4) \\ T(2,1) & T(2,2) & T(2,3) & T(2,4) \\ T(3,1) & T(3,2) & T(3,3) & T(3,4) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (5)$$

Elementele de interes din această secțiune sunt  $T(1,4)$ ,  $T(2,4)$  și  $T(3,4)$ , care pot fi echivalate cu  $p_x$ ,  $p_y$  și  $p_z$ , coordonatele poziției efectorului final în funcție de coordonate articulațiilor. Prin urmare:

$$x = T(1,4) = a_4 \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5) + a_2 \cos(\theta_1 + \theta_2) + a_1 \cos \theta_1 + a_5 \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5) + a_3 \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \quad (6)$$

$$y = T(2,4) = a_4 \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5) + a_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) + a_1 \sin \theta_1 + a_5 \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5) + a_3 \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \quad (7)$$

$$z = T(3,4) = 0 \quad (8)$$

### • Modelul cinematic invers

Problema cinematică inversă constă în găsirea valorilor coordonatelor articulației robotului  $q = [q_1, q_2, \dots, q_n]$  astfel încât efectorul final să fie poziționat și orientat în funcție de o anumită poziție spațială.

$$q_1 = \beta - \alpha \quad (9)$$

$$q_2 = \arctan\left(\frac{m}{A}\right) \quad (10)$$

$$q_3 = \arctan\left(\frac{n}{B}\right) \quad (11)$$

$$q_5 = 0 \quad (12)$$

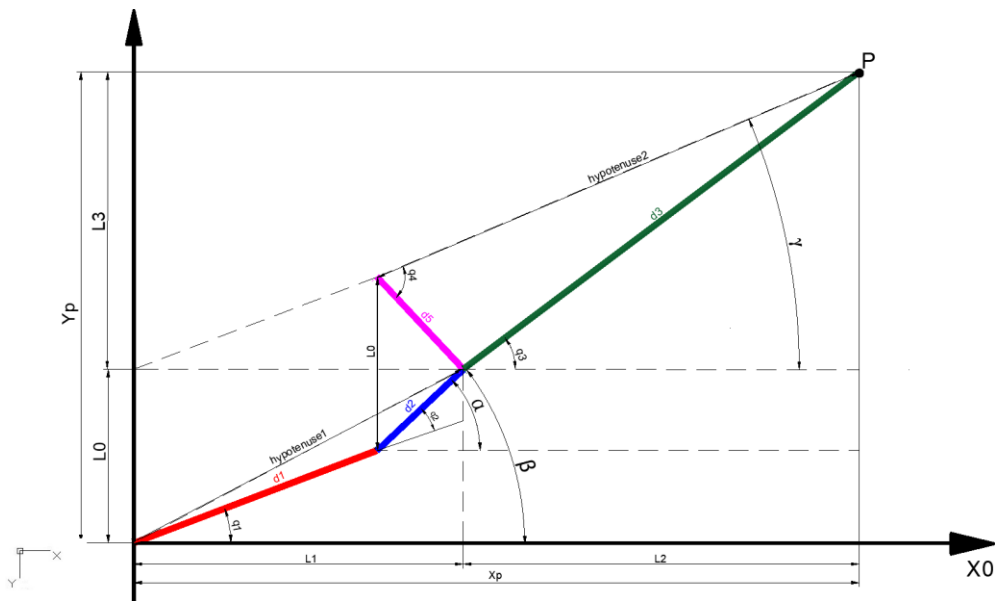


Fig. 1.. Abordare geometrică a soluției

Procedura pentru obținerea ecuațiilor depinde de configurația robotului. Rezolvarea problemei cinematice inverse a fost obținută prin metode geometrice, vezi [Fig. 4.].

## 5. Etape de dezvoltare ale proiectului

- **Proiectarea piciorului robotului în Autodesk Inventor:** Ca un prim pas, pentru simularea mișcării protezei mecanice și fixarea acesteia pe piciorul robotului este necesar să fie proiectat un de un model de picior al robotului în Autodesk Inventor [Fig. 5.a)].

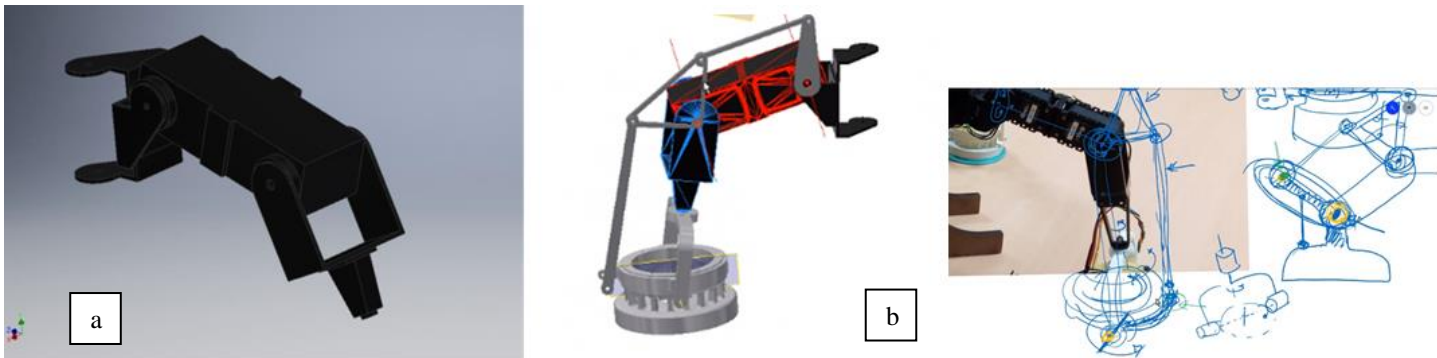


Fig. 2. a) Piciorul robotului în Autodesk Inventor b) Proiectarea conceptuală a mecanismului

- **Proiectarea conceptuală a mecanismului adaptat pe forma piciorului,** [Fig. 5. b)]. Deoarece performanța unui robot depinde de mai mulți factori, este dificil să spunem că un anumit design este singura soluție la o anumită problemă, chiar și pentru un mecanism cu un singur grad de libertate și patru articulații. [8]
- **Măsurarea tuturor dimensiunilor pe piciorul real al robotului în laborator și ajustarea primului design:** În [Fig. 6.] se poate vedea primul design asamblat pe piciorul robotului



Fig.6. Primul design asamblat pe piciorul robotului

- **Proiectarea finală a mecanismului și utilizarea unei imprimante 3D pentru a aduce reprezentarea CAD în formă fizică.** În [Fig. 7.a) și b).] se pot observa 2 componente în versiunea lor finală CAD care mai apoi au fost printate utilizând imprimanta Ultimaker 3, vezi [Fig. 7.c)].

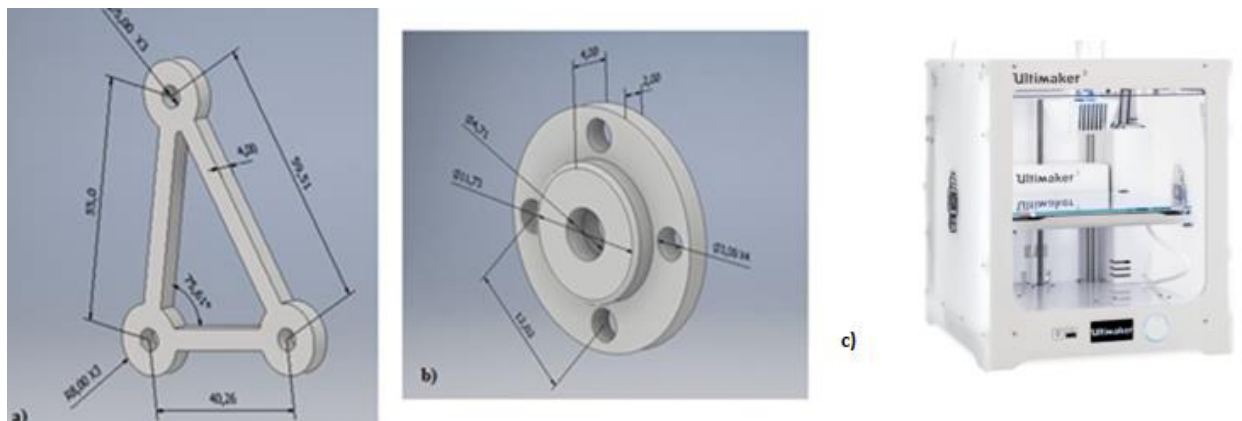


Fig. 7. a) și b) – Detalii din designul final a componentelor mecanismului c) Imprimanta Ultimaker 3

- **Asamblarea finală a protezei pe robot:** Ceea ce este cel mai important este că, în orice moment, proteza poate fi considerată o combinație a două mecanisme plane. Mecanismul cu patru bare a fost utilizat în proiect ca soluție de proiectare. Caracteristica cheie este utilizarea paralelogramelor în elemente, care mențin orientarea efectorului final. Mecanismul are două configurații cu patru bare. Se presupune ca elementul 0, elementul L0 din [Fig. 8], este elementul fix (suportul mecanismului) în această analiză. Elementul 0, elementul 1 și elementul 3 formează primul mecanism cu patru bare cu o legătură imaginară între articulația elementului 0 și articulația elementului 3. Elementul 3 este un element ternar și este conectat direct la motor care acționează ca un conducător ce va induce miscarea celorlalte elemente. Elementele 3 și 4 formează al doilea mecanism cu patru bare. Datorită legăturii paralele a mecanismului, inelul ventuzei poate continua să fie orientat pe direcție orizontală.

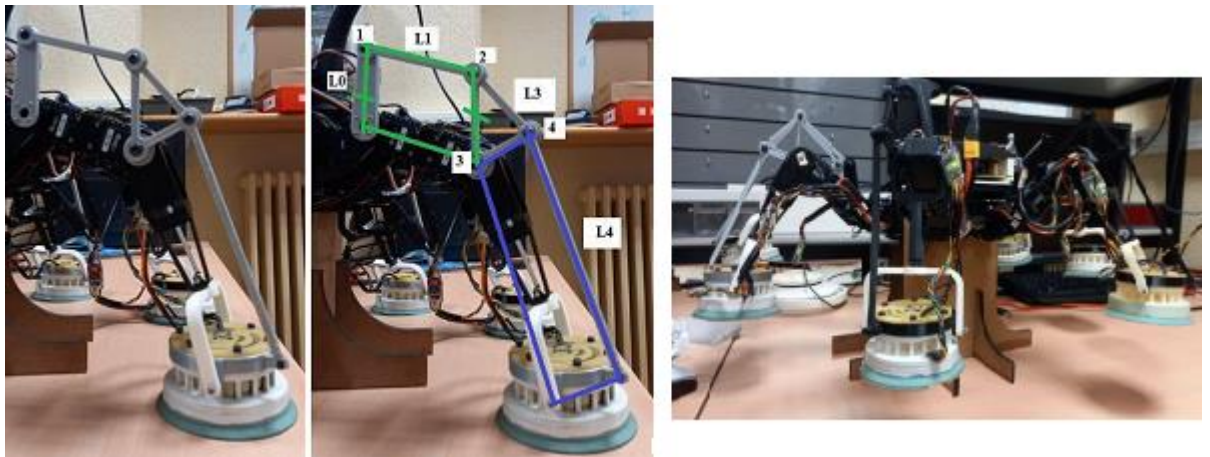


Fig. 8. Asamblarea designului final al protezei

## 6. Concluzii

Analiza și proiectarea au fost implementate picior cu picior, folosind metodele clasice utilizate în mecanismele plane. Analiza și proiectarea sa sunt simple și eficiente. În acest sens, consider că propunerea unui astfel de tip de proteză este o soluție bună. Ca o consecință, spațiul de lucru al robotului poate fi limitat datorită noului tip de proteză atașate pe picioare. Prin urmare, robot va fi utilizat numai în câmpul în care este necesar un spațiu de lucru relativ mic.

Proiectarea finală este o creație proprie adaptată pe modelul robotului. Procesul de proiectare a mecanismului a fost realizat static. Prin urmare, efectele vibrațiilor și rotațiilor turbinei nu au fost luate în considerare. Datorită vibrațiilor, șuruburile care țin mecanismul ar putea începe să se deșurubeze singure, reducând stabilitatea ventuzei. Acesta este unul dintre cele mai critice puncte și care limitează cel mai mult mișcarea robotului.

Prin urmare, această lucrare va fi urmată de un studiu de optimizare a turbinei a cărei vibrații afectează și influențează scopul final al robotului: cățărarea.

## 7. Bibliografie

1. <https://blogs.upm.es/romerin/prototypes/hexapodal-robot/> [Online] [Data accesării : 11/01/2021]
2. <https://eu-robotics.net/sparc/> [Online] [Data accesării : 28/01/2021]
3. M. F. Silva, J. A. T. Machado and J. K., “A Survey of Technologies for Climbing Robots,” December 2008.
4. M. Minor, H. Dulimarta, G. Danghi and R. Mukherjee. Design, implementation, and evaluation of an under-actuated miniature biped climbing robot. February 2000.
5. T. Kang, H. Kim and T. S. a. H. Choi, “Design of Quadruped Walking and Climbing Robot,” 2003.
6. [https://en.wikipedia.org/wiki/Delta\\_robot](https://en.wikipedia.org/wiki/Delta_robot), [Online]. [Accesat 25 01 2021].
7. J. Grieco, M. Prieto and M. A. a. P. G. d. Santos, A six-legged climbing, Vols. 1, September, Proceedings of the 1998 IEEE International Conference, 1998, p. 446–450.
8. Optimal design of a new spatial 3-DOF parallel robot with respect to a frame-free index,” Science in China Series E Technological Sciences, no. 4, p. 986, April 2009. C. Wu and J. W. a. X. Liu.

## 8. Notații

ROMERIN = ROBot Modular EscaladoR para la INSpección de infraestructuras  
 SPARC = Scholarly Publishing and Academic Resources Coalition  
 DOF = Deegres of freedom

## EXPERIMENTAL RESEARCHES ABOUT CONTROLLING AN AGV USING RFID

STAICU MIHAI LAURENȚIU

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Logistică Industrială, Anul de studii: III., e-mail: staiculaur@gmail.com

Conducător științific: Ș.l.dr ing. **Constantin-Adrian POPESCU**

*REZUMAT: The project involves the identification by radio-frequency of an automatically guided vehicle which functions using a kit of 2 DC motors and 3 sensors that are connected to a SensorShield board, placed on an ARDUINO UNO R3 motherboard, powered by a L289N motorshield.*

*The sensors are as follows: one is a HC-SR04 ultrasonic obstacle-avoiding sensor, another is used in guidance/tracking the line, a kit with 5 infra-red TCRT5000 sensors and a RFID sensor, compatible with industrial tags in order to make the reading and differentiation of the route to which the AGV is subjected.*

*The guiding part is realised by a motorshield board L289N, which puts the 2 DC motors in function. The motors are powered by a 9-Volt battery and 4x 1.5-Volt rechargeable battery with a control switch and also have for mechanical support, a swivel steer and two rubber wheels.*

*CUVINTE CHEIE: AGV, ultrasonic, SensorShield, ArduinoUNO, RFID.*

### 1. Introducere

Automatizarea echipamentelor a devenit un lucru foarte des întâlnit în toate sectoarele industriale, atât pe partea de transport, producție și transfer, însă mai nou, echipamentele încep să devină totodată și autonome, smart, datorită inteligenței artificiale, ale software-urilor dedicate, senzorilor cu diferite roluri și nu în ultimul rând, al algoritmilor de procesare.

Pe scurt, acest prototip de robot industrial, AGV (automated guided vehicle) are rolul de a-și satisface clienții care își doresc fluxuri industriale autonome, deoarece acest device este echipat cu multe funcții inteligente și este configurabil în funcție de cerințele aplicațiilor, având ca scop principal transportul obiectelor într-un mod cât mai facil și eficient.

### 2. Stadiul actual

În prezent, proiectul se află în stare de funcționare parțial completă, datorită faptului că robotul are funcționari 2 senzori din 3, în condițiile în care permite citirea liniei, urmărirea traseului și citirea cardurilor RFID foarte precis, însă nu evită încă obstacolele (neconectarea senzorului cu ultra-sunete).

AGV-ul este realizat cu componente electronice și componente tipizate (șasiu, elemente de legătură etc.), însă conține și piese proiectate personal și printate 3D (ex. Carcasa superioară, suportul RFID, brațele de susținere ale senzorului).

Programarea robotului s-a realizat în Arduino IDE (software dedicat plăcilor Arduino) în limbajul C++, la care s-a folosit tehnologia de urmărire și stabilizare a liniei (PID = proporție-integrală-derivată).

Optimizările cu privire la traseu se realizează în codul sursă C++ în funcție de tipul suprafețelor și lățimea benzii (unde constantele PID,  $K_p$ ,  $K_d$  și  $K_i$  pot fi schimbate).



### 3. Modelul virtual proiectat în CATIA V5

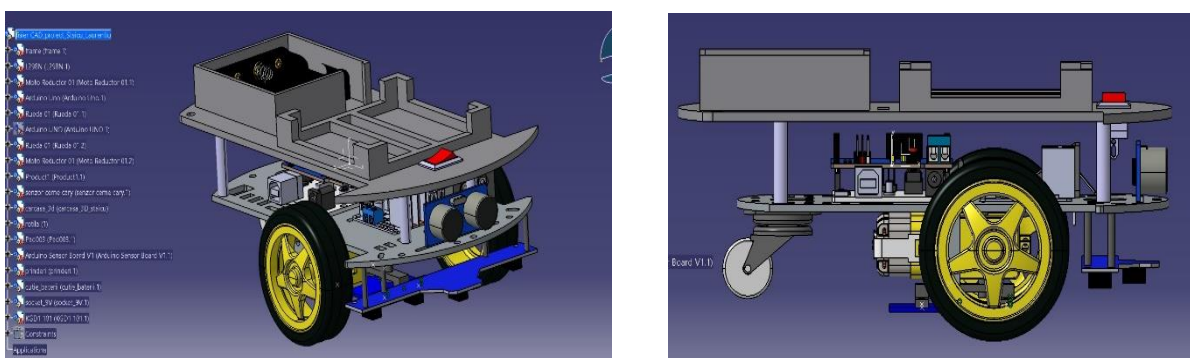


Fig. 1, 2. Model 3D realizat în CATIA V5

În aceste două figuri, este prezentată proiectarea modelului virtual în software-ul CATIA V5, unde am pus cap la cap componentele și am proiectat piesele lipsă de legătură (suport, carcasă etc.)

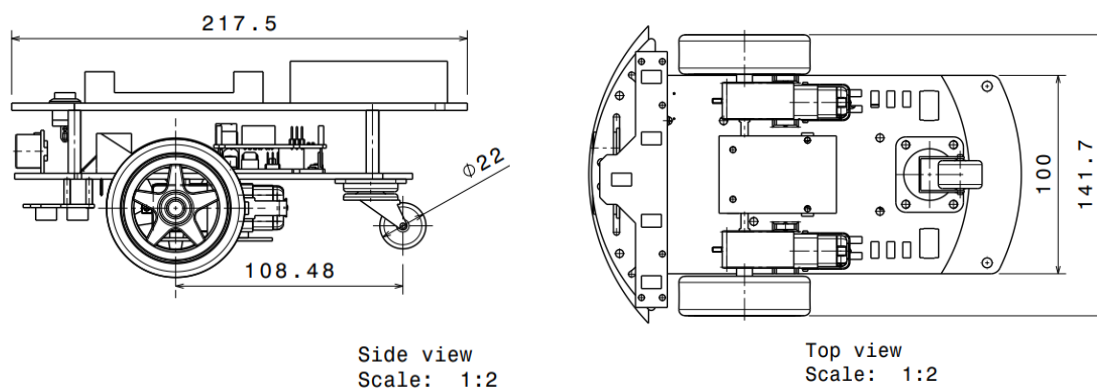


Fig. 3, 4. Cote de gabarit (vedere laterală și de jos)

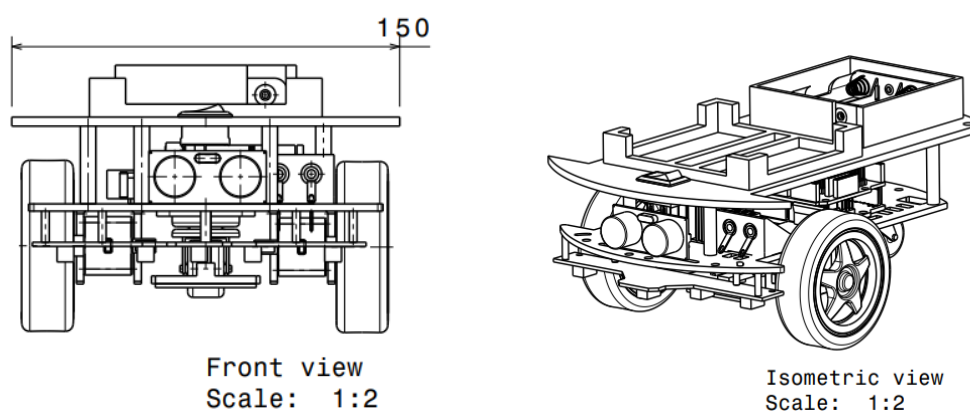


Fig. 5, 6. Cote de gabarit (vedere frontală și isometrică)

Figurile 3, 4, 5 și 6 ilustrează cad-urile modelului virtual din 3D, în 2D pentru a sublinia cotele de gabarit.

#### 4. Modelul fizic realizat de mine

După modelarea virtuală, am realizat asamblarea componentelor mecanice și realizarea conexiunilor electronice dintre plăcile de bază, senzori, alimentări și motoare.

De asemenea, am testat senzorii pentru a verifica dacă conexiunile sunt realizate bine și nu există posibile riscuri de scurt-circuit.

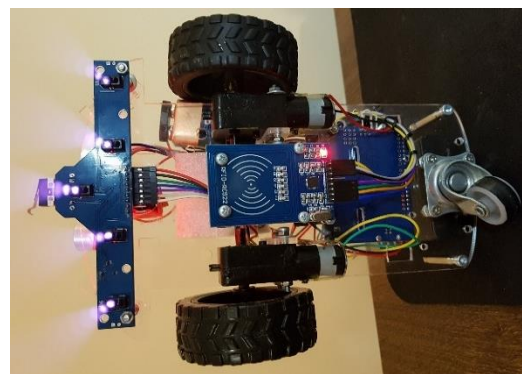
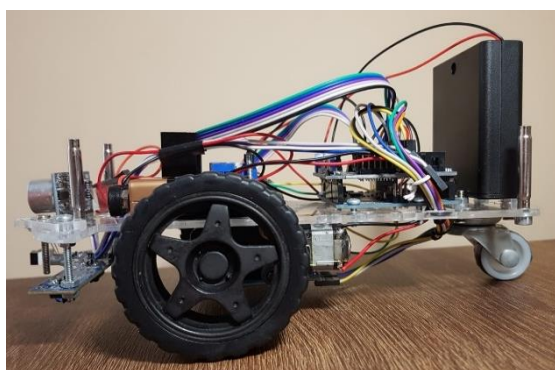


Fig. 7, 8. Model fizic asamblat (vedere laterală și de jos)

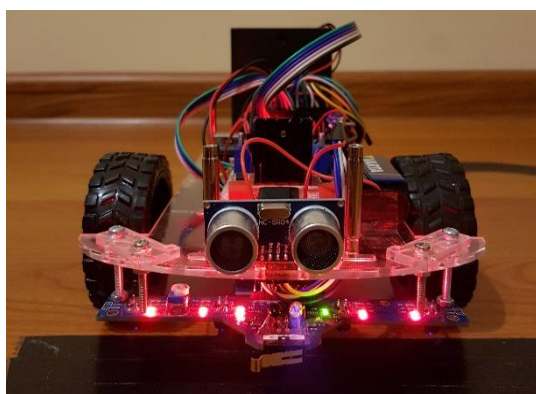


Fig. 9, 10. Model fizic asamblat (vedere frontală) și testarea senzorilor pe traseul de lucru

#### 5. Algoritm de comandă

După realizarea modelului fizic, am realizat algoritmul de comandă în C++, în care se poate observa formula specifică urmăririi liniei cu înaltă precizie, PID, dar și modul de calcul al controlului motoarelor în funcție de constantele  $K_p$ ,  $K_d$ ,  $K_i$  și programarea cardurilor în funcție de codul unic UID.

Algoritm final pentru acest robot multi-funcțional este foarte complex, conținând nu mai puțin de 400 de linii de cod, deoarece urmărirea liniei precis, pe centrul senzorului, se realizează cu tehnologia PID, care reprezintă printr-o formulă matematică, ocupă un mare procent din codul total (aprox. 70%).

PID-ul este un mecanism de buclă continuă, un controller care folosește semnalul generat de un element de intrare (senzorul IR) care calculează continuu o valoare de eroare  $e(t)$  ca diferență între un `target_Point` (valoare de centru dorită) și o variabilă de proces măsurată (poziția aflată în acel moment a senzorului), aplicând o corecție bazată pe 3 constante:  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ , definiții pentru proporțional-integral-derivat.

De asemenea, acest mod de calcul al erorilor, este folosit la scară largă și pentru sistemele de control industrial.

## 6. Concluzii

În concluzie, proiectul reprezintă o continuare a cercetării de anul trecut asupra utilizării tehnologiei de identificare prin radiofrecvență în cadrul AGV, în care se pot observa îmbunătățiri mecanice, dar cel mai important, de funcționalitate, în contextul în care robotul permite citirea traseului precis și execută comenzi în funcție de codul inscripționat pe cardurile RFID, nefiind capabil momentan de identificarea obstacolelor.

Senzorul RFID-RC522 folosit de mine are rolul preluării informațiilor cu privire la traseul pe care îl are de realizat (ex. comenzi: staționare, rotire 180°, redresare traseu și andocare la stația de încărcare etc.), având ca scop final automatizarea sistemelor logistice prin senzori programabili și atingerea conceptului de self-drive.

Multitudinea aplicațiilor industriale în care acest tip de prototip ar putea fi folosit (orice sector industrial cu rol de transfer/transport, manipulare, distribuție) împreună cu ușurința adaptării traseului și interfeței cu utilizatorul, conduc la organizarea și sistematizarea unei firme din punct de vedere al intra-logisticii, reducând totodată costurile generale și măbind productivitatea.

De precizat că în viitor, voi definitiva senzorul cu ultra-sunete și atașarea carcasei (cu rol de depozitare parțială a obiectelor), pentru ca prototipul AGV să funcționeze la capacitate maximă.

## 7. Bibliografie

- [1]. <https://fritzing.org/home/>;
- [2]. <https://www.arduino.cc/>;
- [3]. <https://www.instructables.com/>;
- [4]. <https://github.com/>;
- [5]. <https://ardushop.ro/ro/home>;
- [6]. <https://www.sigmanortec.ro/content/printare-3d>
- [7]. <https://www.ni.com/ro-ro/innovations/white-papers/06/pid-theory-explained.html>

## 8. Notății

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

IDE = Integrated development environment;

CAD = Computer aided design;

RFID = Radio-Frequency Identification;

AGV = Automated guided vehicle

# EXPERIMENTAL RESEARCHES ABOUT CONTROLLING AN AGV USING RFID

SCARLAT Andrei-Daniel

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Logistică Industrială, Anul de studii: III, e-mail: nouageneza@gmail.com

Conducător științific: Ș.l.dr.ing. **Constantin - Adrian POPESCU**

*REZUMAT: For this research I wanted to make an AGV that is controlled via Bluetooth. I felt that such an AGV is useful because the engineer can precisely manage its movements. For it making I used an Arduino board, a L293D shield control motor, 4 gear motors, with the 4 related wheels, a Bluetooth HC-06 module and a holder for a 9V battery, plus the related battery. The device that controls the AGV is the mobile phone, which connects via Bluetooth to the AGV's HC-06 module, so that manipulation can be performed.*

*CUVINTE CHEIE: AGV, modul Bluetooth, Arduino, 9V battery*

## 1. Introducere

AGV este acronimul de la Automated Guided Vehicle sau în română Vehicul ghidat automat. Astfel de vehicule sunt folosite în depozite pentru a transporta marfa. AGV-urile arată ca niște mici mașini care se pot deplasa controlat într-un depozit. Deplasarea controlată este asigurată de către un soft special. Cu ajutorul acestui soft AGV-urile știu ce au de făcut, se orientează în depozit și evită coliziunile atât între ele cât și cu alte obiecte statice.

Sunt mai multe tipuri de vehicule automate produse de mai multe companii. Fiecare dintre acestea pot fi folosite la mutarea paletilor sau chiar la operațiuni de picking, unele dintre astfel de vehicule automate având posibilitatea de a deplasa rafturi cu produse pentru a putea fi pick-uite.

Cele mai comune utilizări ale acestor vehicule automate sunt în zona de producție la aprovizionarea punctelor de lucru cu materie primă. De asemenea, se folosesc la preluarea produselor finite sau semifabricate și aducerea lor în zona de stocare.

## 2. Stadiul actual

Cercetarea este finalizată cu succes și operatională. În continuare voi descrie modul de realizare al AGV-ului cât și modul de funcționare al acestuia.

Programul este realizat în Arduino IDE. Ca și componente electronice am folosit o placuță Arduino, un motor control shield L293D, 4 motoare-reductoare, cu cele 4 roți aferente, un modul Bluetooth HC-06 și un holder pentru o baterie de 9V, plus bateria aferentă.

O să încep prin a prezenta schema de principiu și de conectare a AGV-ului creat:

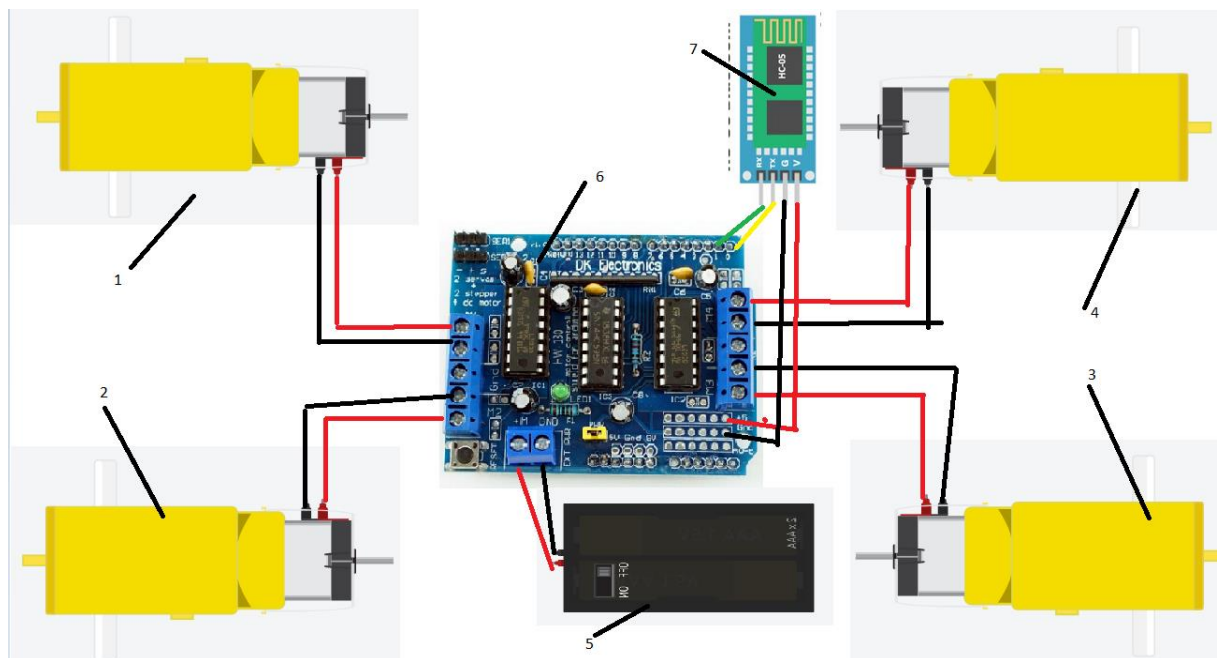


Fig. 1. Schema de conectare

Tabelul 1. Tabelul de componență

Nr.crt	
1.	Motor-reductor 1
2.	Motor-reductor 2
3.	Motor-reductor 3
4.	Motor-reductor 4
5.	Suport baterie
6.	Motor control shield L293D
7.	Modul Bluetooth HC-06

Modelul sașiului este realizat dintr-o bucată de lemn slefuită, cu dimensiunea de 20x10, pe spatele careia am atasat cele 4 motoare-reductoare cu cele 4 roți aferente, iar pe suprafața superioară am atașat placa Arduino și motor control shieldul L293D, care a fost interconectat cu placa Arduino, suportul pentru bateria de 9 V cu bateria aferentă și de asemenea modul Bluetooth HC-06. Legăturile dintre motor control shieldul și cele 4 reductoare au fost realizate prin intermediul jumper-wiresurilor.

Am plecat de la o modelare 3D a modelului teoretic al AGV-ului, aceasta fiind realizată în Catia V5R21. Modelul virtual 3D al AGV-ului realizat este prezentat în figura 2.

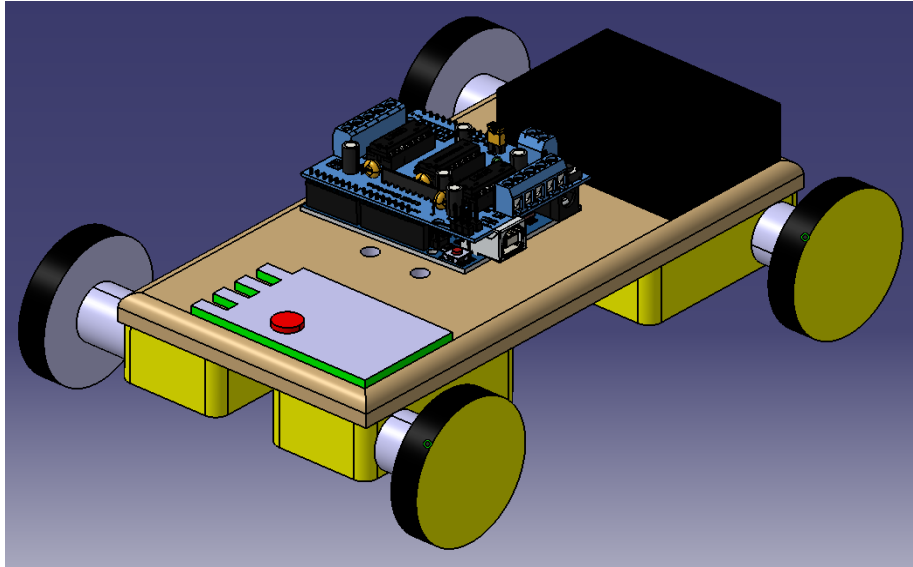


Fig. 2. Modelul 3D al AGV-ului

Principiul de funcționare este următorul: Motor control shieldul L293D acționează cele 4 motor-reductoare prin transmiterea și divizarea tensiunii de alimentare primite de la bateria de 9V. Placuța Arduino comandă mișcarea AGV-ului prin transmiterea comenzilor de la microprocesorul placuței către motor control shield L293D. Modulul Bluetooth HC-06 funcționează pe principiul slave-master, în cazul acesta având nevoie de un master care să îi transmită o comandă iar acesta să o execute. Astfel masterul este reprezentat de telefonul mobil care se conectează prin Bluetooth cu modulul și comanda AGV-ului.

După finalizarea conectării elementelor între ele, uploadării programului în placuța Arduino am obținut următorul montaj în realitate:

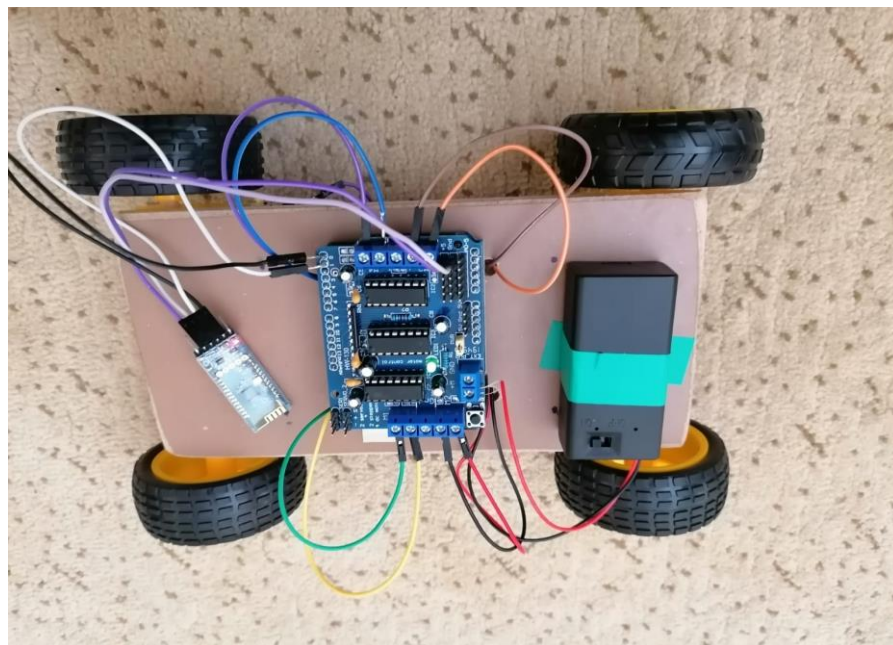


Fig. 3. Imagine reală a AGV-ului realizat

Interfața de control a AGV-ului este prezentată în figura 4.:

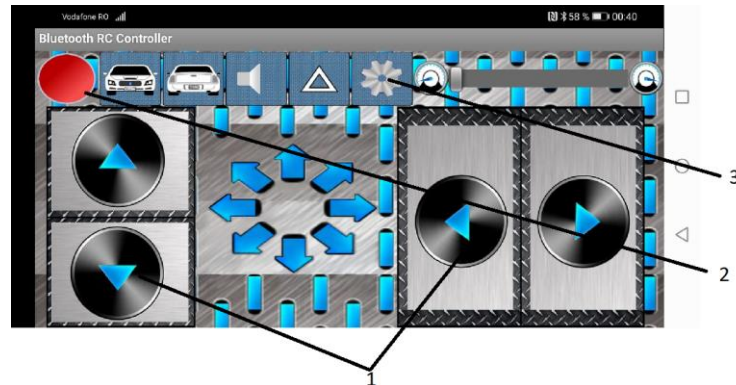


Fig. 4. Interfața de control al AGV-ului

**Tabelul 2. Componența interfeței de control**

NR. CRT	DENUMIRE	ROL
1	Butoanele de control	Controlează mișcările AGV-ului
2	Led	Confirmă asigurarea conectării dintre telefon și modulul AGV-ului
3	Butonul de setări	Ajută la conectarea dintre telefon și modulul bluetooth

### 3. Concluzii

În concluzie, AGV-ul este funcțional și ușor de manevrat. Totodată am realizat în urma cercetării că este o modalitate foarte bună și eficientă comandarea sa prin Bluetooth, inginerul putând să gestioneze cu precizie mișcările vehiculului. Fiind încă în stadiul de experiment bineînțeles că poate să fie îmbunătățit și i se mai pot monta senzori pentru o precizie și acuratețe mai mare. Voi lucra în continuare la îmbunătățirea sa, dar pentru moment mă declar mulțumit de rezultatul obținut.

### 4. Bibliografie

- [1]. Traian Anghel (2020), Programarea placii Arduino, Editura Paralela 45, ISBN 978-973-47-3204-3
- [2]. O'Reilly (2012), Environmental Monitoring with Arduino, Editura Maker Press, ISBN 978-1-449-31056-1
- [3]. <https://logistic-specialist.ro/logistica-automatizata-ce-sunt-agv-urile/>

### 5. Notații

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:  
 IDE = Integrated development environment;  
 AGV = Automated guided vehicle

# RFID BUILDING ACCESS SYSTEM

SCARLAT Andrei-Daniel

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Logistică Industrială, Anul de studii: III, e-mail: nouageneza@gmail.com

Conducător științific: Ș.l.dr.ing. **Constantin - Adrian POPESCU**

*REZUMAT: For this research I wanted to understand the principle of operation of RFID readers and how exactly they allow access to buildings. Thus, with the help of electronic components (an RFID module, compatible with Arduino and other development boards, a 13.56MHz RFID card and a 13.56MHz RFID keychain) I made an installation similar to intercoms that allow access in the building. The mechanism for allowing access is an SG90 type servomotor with 360° rotation, which transmits the message to the Arduino board when the module recognizes the UID of the keychain, and this in turn makes the axis of the servomotor rotate 180°. At the same time, in order to prove that the access is made only after identifying a certain UID stored in the Arduino board database, I used a card whose access is not allowed because its UID is not recognized.*

*CUVINTE CHEIE: Modul, breloc, card, Arduino, access*

## 1. Introducere

Identificarea prin frecvență radio (RFID) utilizează câmpuri electromagnetice pentru a identifica și urmări automat diferite obiecte. Majoritatea sistemelor RFID includ un microcip cu o antenă (tag), un cititor cu antenă și un server de control al accesului.

Un sistem RFID face referințe încrucișate la datele stocate pe etichetă cu propria sa bază de date. Dacă se potrivește, accesul este acordat

Frecvența este lungimea undelor radio utilizate pentru a comunica între elementele sistemului. Tehnologia RFID încorporează diferite niveluri de frecvență care determină gama de citire a soluției. Cu cât frecvența este mai mică, cu atât este mai mică autonomia cititorului. Mai jos sunt câteva dintre cele mai frecvente game de frecvență:

- Frecvență scăzută 120 - 150 kHz (LF).
- Frecvență înaltă de 13,56 MHz și mai mare (HF)
- Frecvență ultra-înaltă 860 - 980 MHz (UHF)
- Frecvența microundelor 2,45 GHz și mai mare

După cum s-a menționat mai sus, un sistem de control al accesului RFID constă de obicei dintr-o etichetă, un cititor cu o antenă și un server de control al accesului.

Cititorul de carduri emite în mod constant un câmp de energie cu frecvență radio. Prin urmare, când cardul intră pe câmp, puterea din câmpul RF alimentează o antenă de sârmă de cupru în interiorul cardului. Firul este conectat la cipul smart card din interiorul cardului.



Antena alimentează cipul care conține numărul de identificare și orice alte date conținute pe card, cum ar fi clientul unic sau codul instalației. Acest număr de identificare este apoi trimis înapoi cititorului.

În cele din urmă, cititorul trimite numărul cardului către sistemul de control al accesului, care va decide dacă titularul cardului este autorizat să intre sau nu.

Ca și mecanism de permitere a accesului, am utilizat un servomotor de tip SG90 cu rotație la 360°.

## 2. Stadiul actual

Cercetarea este finalizată cu succes și operațională. În următoarele pagini voi descrie modul de realizare al acesteia și modul ei de funcționare.

Programul este realizat în Arduino IDE. Ca și componente electronice am folosit un modul RFID, compatibil Arduino și alte plăci de dezvoltare, un card RFID 13.56MHz, un breloc RFID 13.56MHz, un buzzer, un servomotor de tip SG90 cu rotație la 360°, 2 leduri (unul roșu și unul verde), o Breadboard și jumper wires.

O să încep prin a prezenta schema de principiu și de conectare a mecanismului de identificare create:

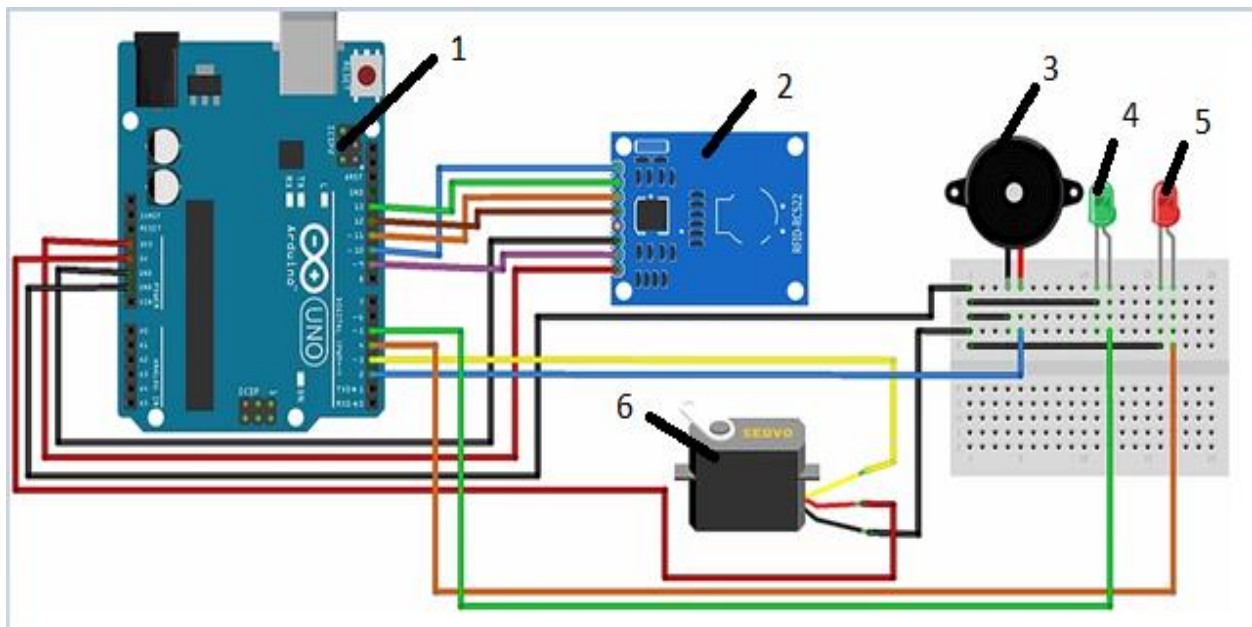


Fig. 1. Schema de conectare

Tabelul 1. Rolul componentelor din chema de conectare

Nr.crt	Denumire	Rol
1	Placa Arduino	Controlează
2	Modul RFID	Scanează brelocul și cardul rfid
3	Buzzer	Atenționează titularul
4	Led verde	Indică permiterea accesului
5	Led roșu	Indică restricționarea accesului
6	Servomotor sg90	Permite accesul

Principiul de funcționare este următorul: Am stocat UID-ul de la card și de la breloc prin intermediul unui algoritm realizat în Arduino pentru modulul RFID.

Astfel am obținut în urma comunicației cu portul serial cele 2 UID-uri diferite de la cele 2 dispozitive.

```

COM3
12:35:42.201 -> Firmware Version: 0x92 = v2.0
12:35:42.201 -> Scan PICC to see UID, SAK, type, and data blocks...
12:35:53.182 -> Card UID: 9A 6D D5 81
12:35:53.229 -> Card SAK: 08
12:35:53.229 -> PICC type: MIFARE 1KB
12:35:53.229 -> Sector Block 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 AccessBits
12:35:53.320 -> 15 63 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:53.416 -> 62 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.508 -> 61 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.555 -> 60 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.647 -> 14 59 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:53.739 -> 58 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.834 -> 57 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.880 -> 56 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:53.973 -> 13 55 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:54.068 -> 54 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.160 -> 53 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.207 -> 52 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.301 -> 12 51 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:54.395 -> 50 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.442 -> 49 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.535 -> 48 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.629 -> 11 47 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:54.723 -> 46 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.768 -> 45 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.862 -> 44 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:54.954 -> 10 43 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:55.049 -> 42 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.094 -> 41 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.188 -> 40 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.280 -> 9 39 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:55.374 -> 38 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.422 -> 37 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.515 -> 36 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.607 -> 8 35 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:55.701 -> 34 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.747 -> 33 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.839 -> 32 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:55.934 -> 7 31 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:56.025 -> 30 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.073 -> 29 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.166 -> 28 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.260 -> 6 27 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:35:56.353 -> 26 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.401 -> 25 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.495 -> 24 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:35:56.591 -> 5 23 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]

```

Fig. 2. UID-UL brelocului RFID

```

COM3
12:38:29.004 -> Card UID: E9 SE AE B2
12:38:29.051 -> Card SAK: 08
12:38:29.051 -> PICC type: MIFARE 1KB
12:38:29.098 -> Sector Block 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 AccessBits
12:38:29.144 -> 15 63 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:29.238 -> 62 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.332 -> 61 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.425 -> 60 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.471 -> 14 59 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:29.565 -> 58 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.659 -> 57 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.749 -> 56 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.796 -> 13 55 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:29.889 -> 54 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:29.983 -> 53 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.077 -> 52 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.124 -> 12 51 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:30.218 -> 50 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.312 -> 49 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.358 -> 48 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.450 -> 11 47 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:30.546 -> 46 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.637 -> 45 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.684 -> 44 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.776 -> 10 43 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:30.870 -> 42 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:30.964 -> 41 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.010 -> 40 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.102 -> 9 39 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:31.197 -> 38 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.289 -> 37 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.335 -> 36 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.430 -> 8 35 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:31.521 -> 34 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.613 -> 33 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.662 -> 32 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.756 -> 7 31 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:31.849 -> 30 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.944 -> 29 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:31.990 -> 28 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:32.083 -> 6 27 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:32.178 -> 26 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:32.225 -> 25 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:32.318 -> 24 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:32.410 -> 5 23 00 00 00 00 00 00 FF 07 80 69 FF FF FF FF FF [ 0 0 1 ]
12:38:32.502 -> 22 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]
12:38:32.547 -> 21 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 00 [ 0 0 0 ]

```

Fig. 3. UID-ul cardului RFID

Pe o Breadboard am conectat un led verde, un led rosu și un buzzer. Ideea de bază este următoarea: când UID-ul salvat în baza de date a procesorului de la placa Arduino este recunoscut, se aprinde ledul verde și buzzer-ul emite un sunet pentru identificarea accesului, iar în momentul în care UID-ul nu este recunoscut se aprinde ledul roșu, iar buzzer-ul emite un sunet acut care indică restricționarea accesului.

Totodata am programat placa Arduino ca în momentul în care UID-ul de la breloc este recunoscut să permită accesul prin rotirea axei servomotorului cu 180 °.

De asemenea, am programat placa în așa fel încât în momentul permiției accesului să se reseteze după 3 secunde, astfel putând rula pentru un ciclu infinit de încercări.

După finalizarea conectării elementelor între ele, uploadării programului în placa Arduino, am obținut următorul montaj în realitate:

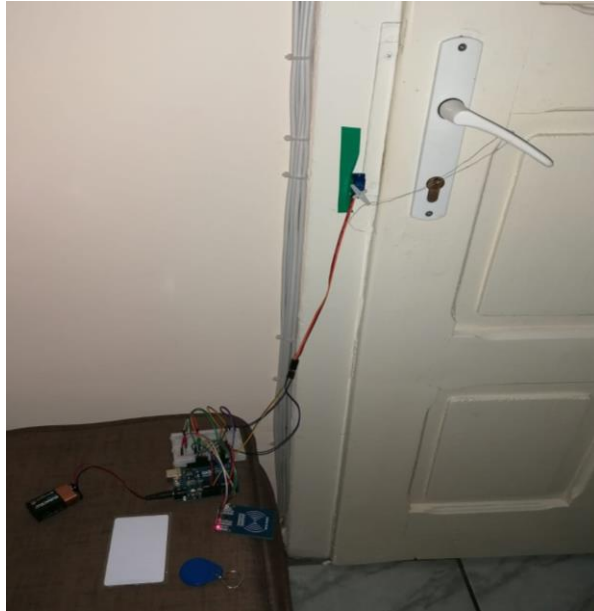


Fig. 4. Montajul în realitate al mecanismului

### 3. Concluzii

În concluzie, mecanismul este eficient și permite accesul în clădire pe baza identificării prin radiofrecvență. Totodată am realizat în urma cercetării că datorită capacităților sale superioare de securitate, tehnologia RFID va fi tot mai căutată având o mare deschidere pentru marile companii deoarece asigură o securitate garantată, usurează contorizarea pontajului, angajații putând intra în clădire numai pe baza cartelei de identificare.

### 4. Bibliografie

[1]. Traian Anghel (2020), Programarea placii Arduino, Editura Paralela 45, ISBN 978-973-47-3204-3.

[2]. O'Reilly (2012), Environmental Monitoring with Arduino, Editura Maker Press, ISBN 978-1-449-31056-1.

[3]. [https://blog.nortechcontrol.com/rfidaccesscontrol#:~:text=Radio%20Frequency%20Identification%20\(RFID\)%20utilises,and%20an%20acces%20control%20server](https://blog.nortechcontrol.com/rfidaccesscontrol#:~:text=Radio%20Frequency%20Identification%20(RFID)%20utilises,and%20an%20acces%20control%20server)

### 5. Notații

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

IDE = Integrated development environment;

RFID = Radio-Frequency Identification

## DESIGNING AND DEVELOPMENT OF A TEACHING AGV

FLOREA Alexandru-Valentin

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Logistică Industrială, Anul de studii: IV, e-mail: falexandr18@yahoo.com

Conducător științific: Ș.l.dr.ing. **Constantin-Adrian POPESCU**

**REZUMAT:** *In this paper I aimed to implement the knowledge acquired in college. Mainly, in this paper I have studied the improvement of AGV navigation methods by creating or implementing new algorithms at software level but also the simulation of routes and maps. The AGV has two operating modes, one automatic, when it autonomously follows a predetermined route and a manual mode, when it is remotely guided via WIFI with the help of a telephone.*

**CUVINTE CHEIE:** *AGV, remotely guided via WIFI.*

### 1. Introducere

În această lucrare am prezentat pașii pe care i-am parcurs pentru realizarea AGV-ului. După cum este prezentat și în titlul lucrării, acest AGV a fost construit în scop didactic, pentru implementarea de algoritmi noi în ceea ce privește navigarea roboților AGV cât și pentru simularea traseelor care urmează a fi implementate într-o întreprindere care va folosi astfel de roboți.

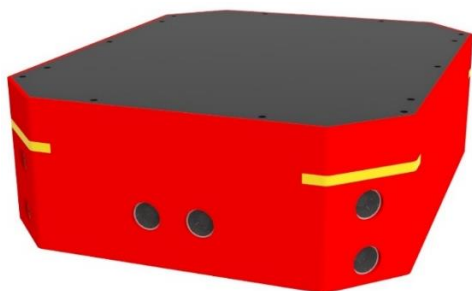


Fig. 1. AGV-ul dezvoltat

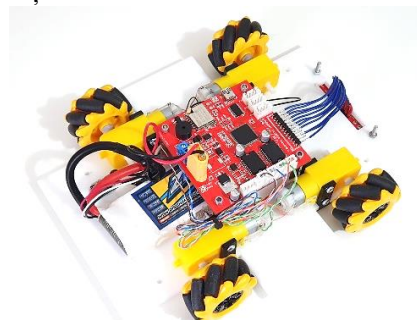


Fig. 2. AGV-ul dezvoltat

### 2. Navigarea AGV-ului

Pentru navigarea robotului am folosit roțile mecanum, ele sunt recunoscute ca având o manevrabilitate mare, oferind astfel posibilitatea de a efectua diverse mișcări care nu ar fi posibile cu alte tipuri de roți.

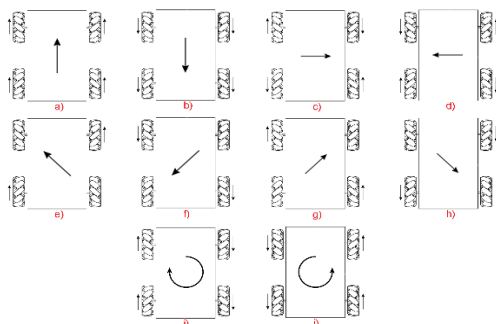


Fig. 3. Direcțiile de deplasare

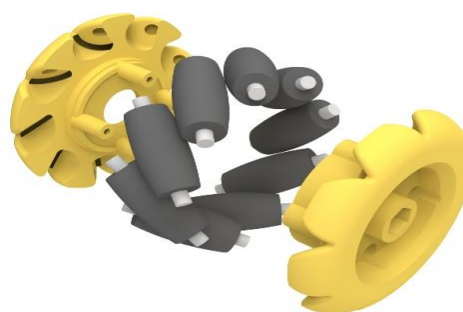


Fig. 4. Roata mecanum explodată

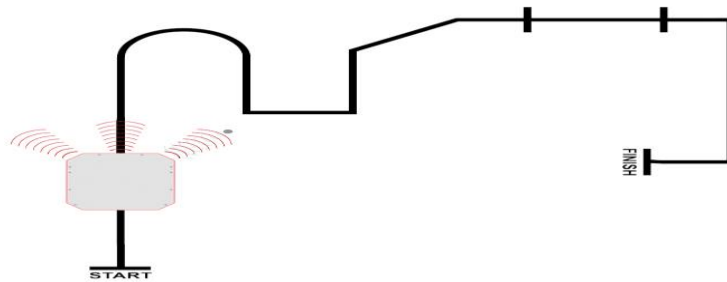


Fig. 5. AGV-ul urmărind un traseu prestabilit

### 3. Electronica

Pentru partea electrică a robotului am ales să îmi proiectez singur circuitul pentru a putea implementa toate componentele necesare folosind un spațiu relativ mic față de alte soluții care sunt prezente pe piață. Dimensiunea PCB-ului este de 80 x 80 mm, în care am reușit să încorporez microcontrollerul, drivelele pentru motoarele electrice, modulul WIFI, partea de management al acumulatorilor și diverși conectori.

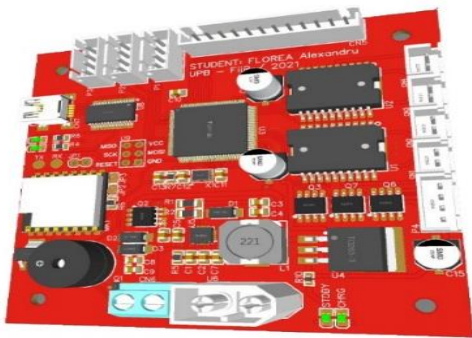


Fig. 6 – Circuitul imprimat al AGV-ului 3D

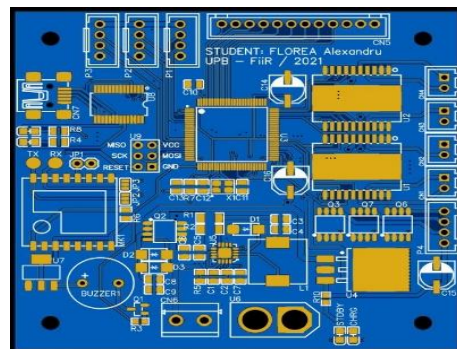


Fig. 7 - Circuitul imprimat al AGV-ului 2D

#### 3.1 Senzori

Navigarea AGV-ului în modul autonom presupune urmărirea unei linii negre de aproximativ 20 mm pe un fundal cât mai reflexiv. Senzorii folosiți pentru detectarea liniei sunt QRE1113, acești senzori sunt compuși din fotodiode și fototranzistori care operează în spectru infraroșu.

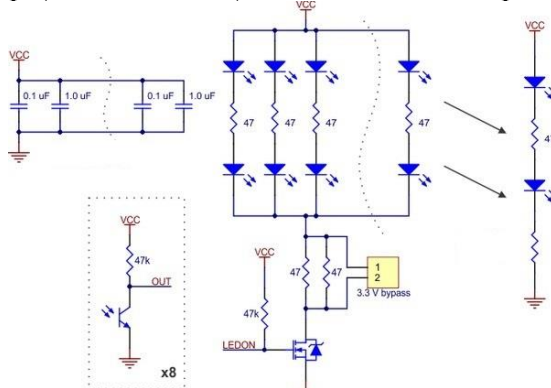


Fig. 8. Schema electrică a senzorilor QRE1113

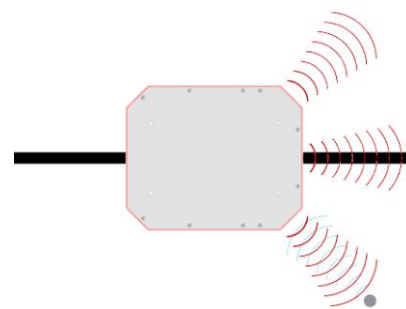


Fig. 9. Dispunerea senzorilor ultrasonici pe robot

Pentru detectarea obstacolelor am ales să folosesc senzorii ultrasonici SR04 care au un câmp de detecție de la 3cm la 4m. Principiul de funcționare este următorul: pentru a activa senzorul se aplică un puls de 10  $\mu$ S (10 microsecunde) la pinul “Trigger” al senzorului. Ca urmare a pulsului de 10  $\mu$ S, senzorul va trimite 8 impulsuri ultrasonice cu o frecvență de 40KHz. Cele 8 impulsuri ultrasonice vor călători în aer până întâlnește un obstacol, între timp senzorul ascultă până detectează ecoul celor 8 impulsuri, timpul rezultat de la transmiterea și până la receptarea celor 8 impulsuri este dat de pinul “Echo” al senzorului [1]. Principiul de funcționare al senzorilor este prezentat în Figura 10.

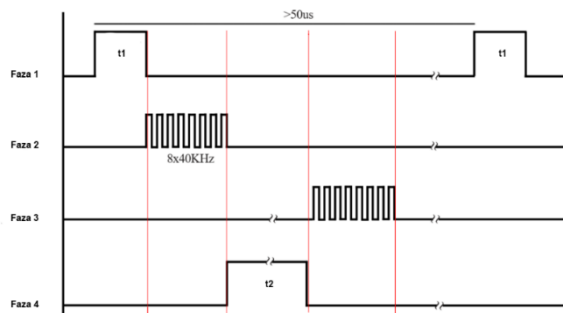


Fig. 10 – Principiul de funcționare a senzorului ultrasonic



Fig. 11 – Rezultate experimentale

Senzorii se află în fața robotului și sunt dispuși la 45° unul față de celălalt pentru detectarea și ulterior evitarea posibilelor obstacole (Figura 9).

Știm viteza sunetului care este de 340m/s și durata timpului în care acesta s-a deplasat până a detectat obstacolul, astfel putem calcula distanța până la acesta. Formula de calcul este prezentată în ecuația 1. În ecuația 2 am luat un timp ipotetic de deplasare de 500  $\mu$ S, trebuie să ținem cont că impulsurile au plecat de la senzor, au “lovit” obstacolul și s-au întors înapoi, asta înseamnă că timpul parcurs este dublu [1].

$$\text{Distanța} = \text{Viteza} * \text{Timp} \quad (1)$$

$$\text{Distanța} = \frac{0.034 \text{ cm}/\mu\text{S} \cdot 500 \mu\text{S}}{2} = 8.5 \text{ cm} \quad (2)$$

#### 4. Programarea AGV-ului

Programarea AGV-ului este realizată în mediul de programare Arduino utilizând limbajul de programare C++. Algoritmul folosit pentru navigarea robotului în modul autonom este PID, acesta oferă o performanță superioară față de alte metode și din punctul meu de vedere este ușor de implementat. Forma matematică a algoritmului este redată în ecuația 3 și reprezentată în Figurile 12 și 13 [2]. Implementarea algoritmului este prezentată în Figura 14.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3)$$

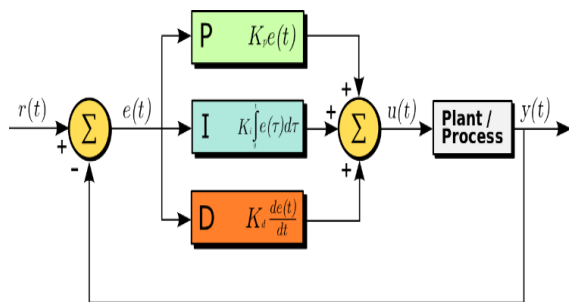


Fig. 12. Forma matematică a algoritmului PID

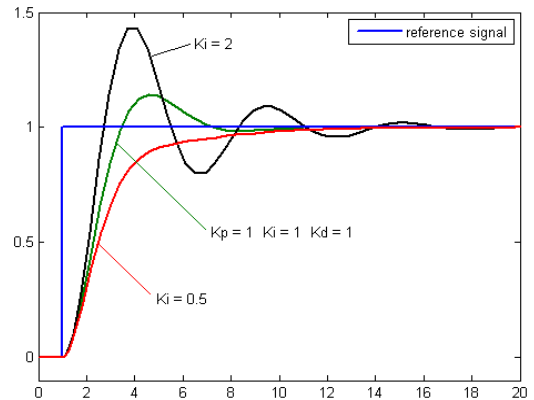


Fig. 13. Graficul algoritmului PID

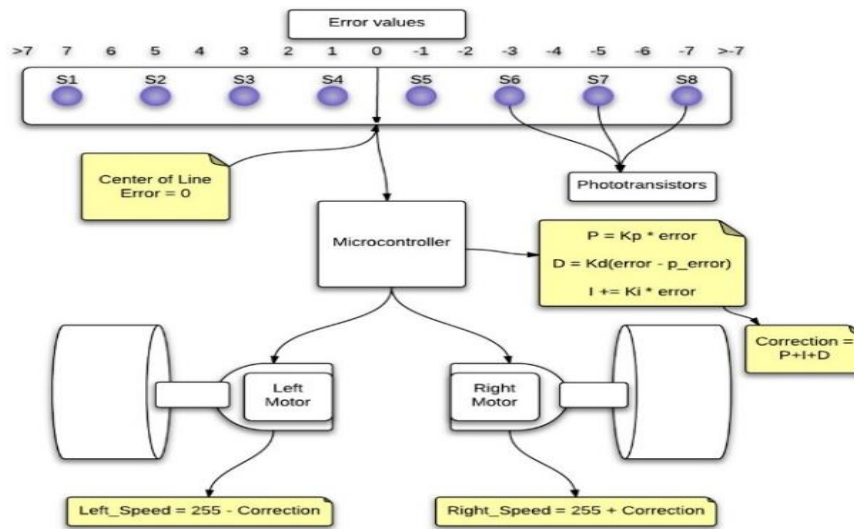


Fig. 14. Schema de implementare a algoritmului PID

## 5. Concluzii

În această lucrare s-a urmărit punerea în aplicare a cunoștințelor tehnice doandite pe parcursul anilor de studiu. Scopul acestui proiect a fost de a implementa și studia diverși algoritmi de navigare dar și simulaarea unor trasee și hărți pentru a compara eficiența lor. Pentru realizarea robotului s-au folosit tehnologii moderne, cum ar fi pritaria 3D și debitare pe laser CNC.

## 6. Bibliografie

- [1] "How HC-SR04 Ultrasonic Sensor Works & Interface It With Arduino", 05.2021. [Interactiv] Available: <https://lasteminuteengineerings.com/arduino-sr04-ultrasonic-sensor-tutorial/>.
- [2] "PID controller", [Interactiv] Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/PID\\_controller](https://en.wikipedia.org/wiki/PID_controller). [Accesat 05.2021]

# STUDY ON THE IMPLEMENTATION OF AGV WIRELESS LOADING SOLUTIONS

DRĂGAN Alin-Leonard

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Logistică Industrială, Anul de studii: VI, e-mail: draganalin198@yahoo.com

Coordonatori științifici: Prof.dr.ing. **Gheorghe Gabriel JIGA**  
Ș.l.dr.ing. **Constantin-Adrian POPESCU**

*REZUMAT: Automated guided vehicle (AGV) wireless loading, which are used in industry because energy transfer is much more efficient than with circuits, outlets, and electrical cables that degrade over time. Automatically guided vehicles that can be loaded during operation are the future to increase productivity and improve flexibility in the logistics warehouse or production flow. Wireless loading technology is also called inductive loading, and it involves a transfer of energy between two objects through an electromagnetic field.*

*CUVINTE CHEIE: AGV, wireless, loading.*

## 1. Introducere

Studiu privind implementarea soluțiilor de încărcare wireless a AGV-urilor.

Implementarea unei soluții cu echipamente de transport-transfer (AGV) care să fie încărcate wireless pe traseele logistice din cadrul depozitului. În atingerea scopului obiectivele propuse sunt următoarele: utilizarea unei tehnologii automatizate în proporție de 90% care să permită încărcare wireless a echipamente de transport-transfer în timpul de lucru; echipamente de transport-transfer care se pot adapta în funcție de nivelul de cerere iar acestea sunt în număr de 50; utilizarea unui număr maxim de 4 angajați pentru departamentul de mentenanță; să fie capabile pentru a funcționa continuu 24/7 în cadrul depozitului.

## 2. Stadiul actual

Încărcarea wireless pentru AGV (vehicul ghidat automat) este tehnologia viitorului când vine vorba de vehicule electrice. Pe lângă dezvoltarea algoritmilor inteligenți, tehnologia sofisticată a senzorilor și inteligența descentralizată în AGV, până la comportamentul inteligent, este încărcarea inductivă (încărcare wireless) aceasta fiind cheia pentru a face soluțiile și mai puternice în cadrul AGV-urilor complet automatizate.

Fie că sunt stivuitoare electrice, lize electrice, transpaletă electrică cu catarg sau vehiculele ghidate automat sunt fiabile, flexibile dar pot fi optimizate în aplicațiile din logistică și producție. [1]

Sistemul de încărcare permite astfel un grad eficient de automatizare a operațiunilor de transport-transfer și depozitare fără a mai pierde timp din cauza bateriilor. Încărcarea fără fir a AGV permite funcționarea 24/7 aceasta fiind o soluție inovatoare de „încărcare în proces” permit vehiculelor să fie alimentate eficient și complet automat fără operator și fără ca AGV să fie nevoit să întrerupă transportul pentru pauze de încărcare.

Încărcarea wireless permite funcționarea continuă a AGV-urilor sistemele cu putere de încărcare inductivă nu necesită nici contact, priză, nici cabluri electrice ale încărcătorului.

Tehnologia patentată de încărcare a vehiculelor ghidate automat este compusă dintr-o stație cu o bobină fixă și pe AGV o bobină pasivă mobilă care poate fi instalat în locații adecvate din mediul logistic și de producție .[2]



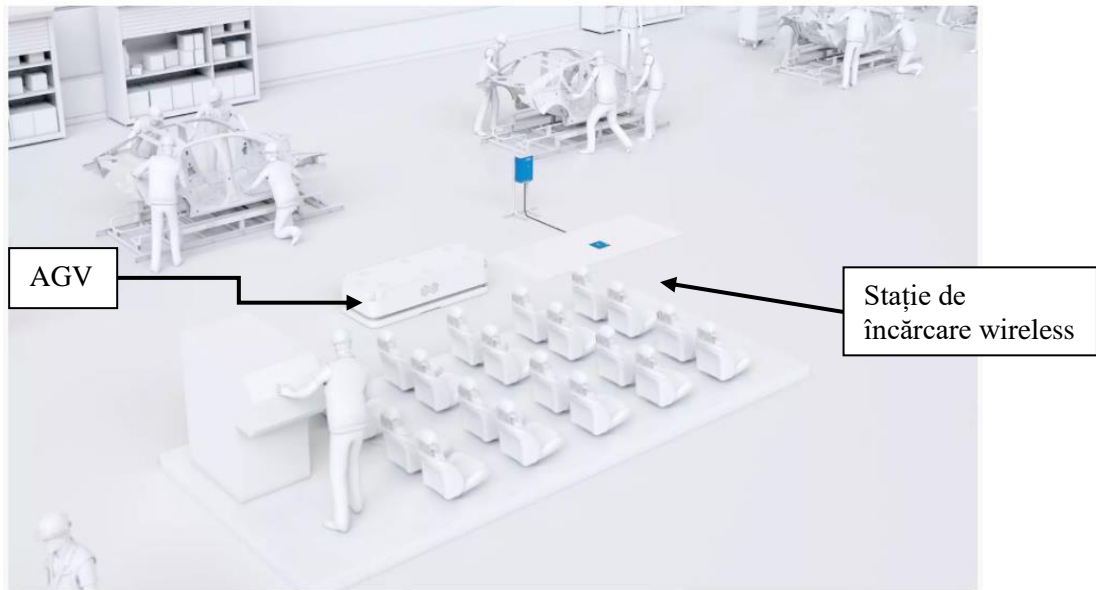


Fig.1. Fluxul logistic cu o stație de încărcare wireless [1]

Un sistem de încărcare controlat în timp real poate deservi la toate tipurile de tehnologie și aplicații care controlează și gestionează AGV-ul dar și verificăm procentul bateriei. Caracteristica de putere și energie de încărcare este programată în mod liber.

Bateriile cu Litiu au fiabilitatea ridicată a procesului prin comunicarea cu componentele vehiculului printr-o interfață SCADA integrată. Acest lucru împiedică oprirea bateriei din cauza unui curent de încărcare crescut și a unei generări puternice de căldură rezultate.

Prin utilizarea încărcării wireless pentru AGV, nivelul de energie al vehiculelor rămâne constant ridicat datorită că bateriile sunt o colecție de celule sau ansambluri de celule, cu carcasă, conexiuni electrice și, eventual, electronice pentru control și protecție.



Fig.2. Vehicul ghidat automat (AGV)

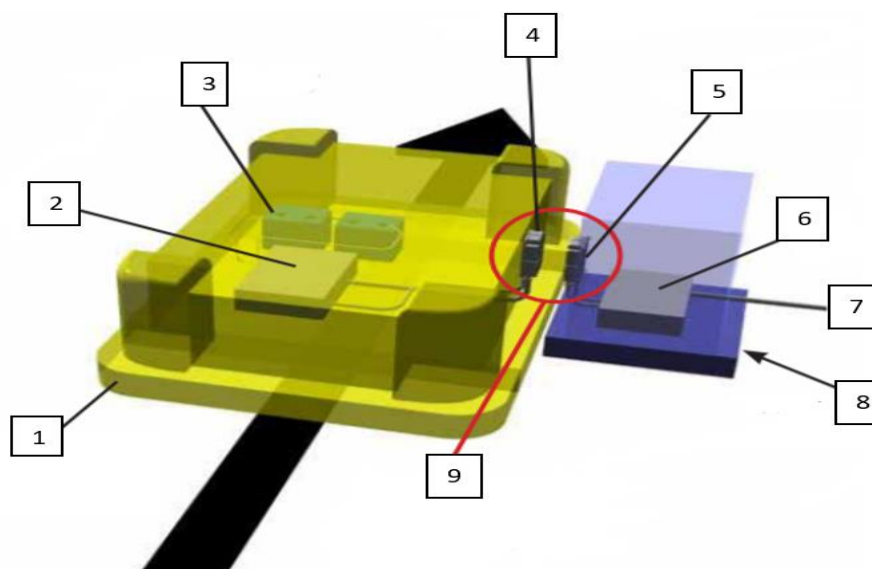


Fig. 3. Încărcare wireless a AGV (vehicul ghidat automat) [4]

Elementele componente utilizate la încărcarea wireless a AGV-ului și prezentate în figura 3 sunt următoarele: 1. AGV; 2. Unitate de încărcare; 3. Baterie 24V; 4. Interfața HMI a AGV-ului; 5. Interfața HMI a stației de încărcare; 6. Unitate de alimentare; 7. Alimentare 100V; 8. Stație de încărcare; 9. Încărcarea se face în momentul când cele două interfețe sunt apropiate una de cealaltă. [4]

Cu un sistem inductiv de încărcare fără fir, AGV-urile pot efectua încărcarea fără contact a bateriei. Sistemul se bazează pe o bobină fixă activă staționară și pe o bobină pasivă mobilă pe AGV. Bobina activă generează un câmp electromagnetic care induce un curent alternativ în bobina mobilă. Acest curent este utilizat pentru a încărca bateria.

Încărcarea wireless, pentru echipamentele de transfer - transport, permite încărcarea bateriilor de mai multe ori în timpul programului său de lucru.

AGV-ul merge la stațiile de încărcare definite și efectuează încărcarea în așteptarea unei noi misiuni din cadrul depozitului logistic. Dacă echilibrul bateriei este calculat corespunzător iar greutatea este conformă cu fișa, vehiculul ghidat automat nu ar putea avea nevoie niciodată de o schimbare a bateriei. [6]

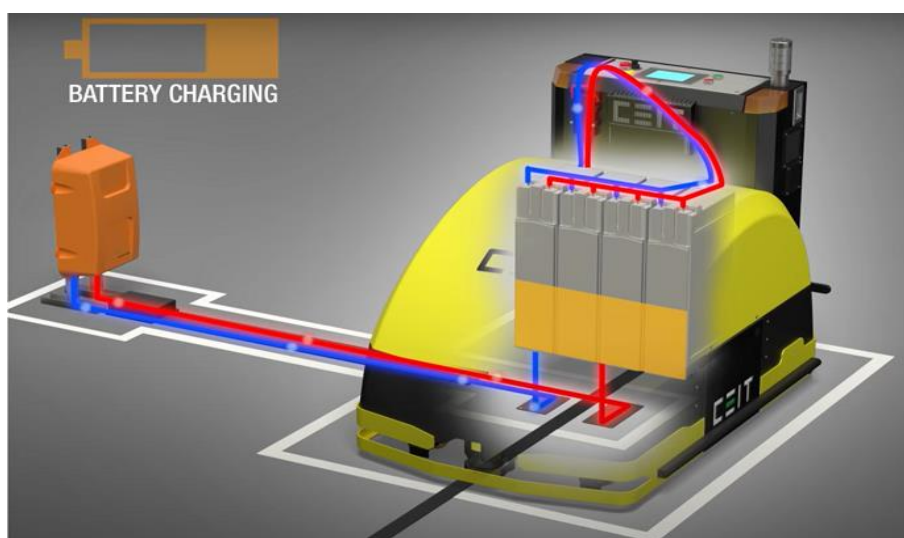


Fig. 4. AGV- ul în stația de încărcare [7]

Sistemul de control care servește ca bază pentru întregul sistem oferă AGV-uri autonome cu transmiterea de informații despre starea sa în timp real, activitățile efectuate, situațiile care sunt liber dar și cele ocupate, dacă sunt probleme atât la AGV-uri cât și la stațiile de încărcare.

În același timp, folosește aceste informații pentru a lua decizii dar și pentru a gestiona ulterior toate părțile individuale ale procesului logistic din cadrul depozitului.

În încărcarea „wireless” transferul de energie se face fără niciun contact fizic, ceea ce este foarte simplu și eficient în cadrul unui depozit de logistică. [7]

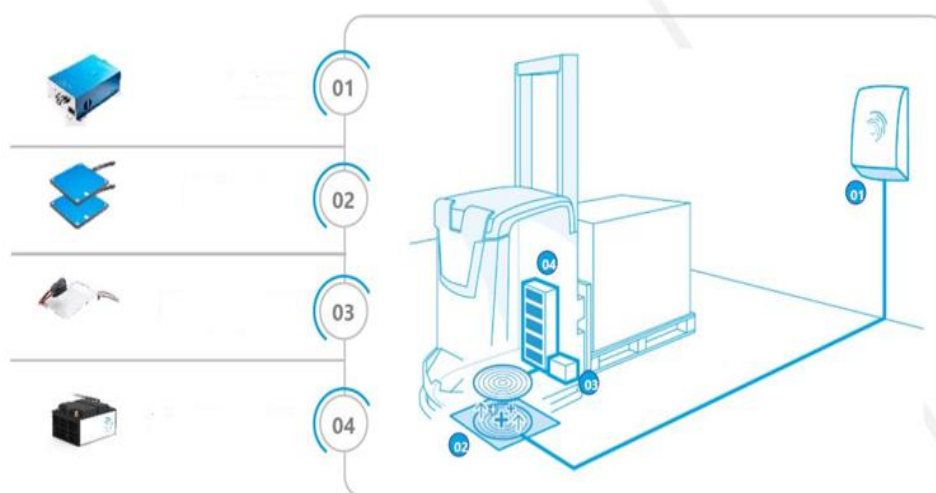


Fig. 5. Componentele de bază din sistemul AGV și stația de încărcare [8]

Elementele componente ale sistemului de încărcare prezentate în figura 5 sunt: 1. Sursă de alimentare; 2. Bobinele inductive; 3. Unitatea de încărcare; 4. Stație de încărcare.

Funcționarea acestui sistem este foarte ușor de înțeles deoarece avem o sursă de alimentare care convertește puterea de energie electrică în câteva mii de hertz și folosește bobina din placa de încărcare staționară pentru a crea un câmp alternativ.[8]

Acest câmp, a cărui rezistență este similară cu cea a unei rezistențe de inducție convenționale, induce un curent alternativ de înaltă frecvență în bobina din placa receptorului. Unitatea de încărcare folosește apoi acest curent pentru a încărca bateriile.

Practic, indiferent de furnizor sau tehnologie, există două elemente de grup:

- Staționar (pe podea sau pe perete): un transmițător de putere conectat la rețea;
- Unitate de alimentare (încărcător).

Bateriile cu litiu sunt mai eficiente. Eficiența bateriei cu litiu este de circa 95%, în timp ce în bateriile cu plumb, cum ar fi AGM sau GEL, sunt de 80-85%. În timpul încărcării, putem pompa mai mulți Amperi / oră (A/h) fără a compromite durata de viață a bateriei.

Principalele avantaje ale tehnologiei de încărcare wireless pentru echipamentele de transport-transfer AGV sunt:

- Eficiență ridicată 93% -95%;
- Puterea completă a fluxurilor de mare energie imediat după pornire;
- Fără uzură și rupere sau întreținere, deoarece nu sunt implicate contacte cu cabluri, prize;
- Toleranță ridicată la poziționarea AGV-ului mobil comparativ cu contactele și încărcarea omnidirecțională;
- Un singur sistem de încărcare fără fir poate furniza energie vehiculelor și bateriilor chiar dacă sunt diferite;
- Transfer inteligent de date în timpul încărcării fără fir.

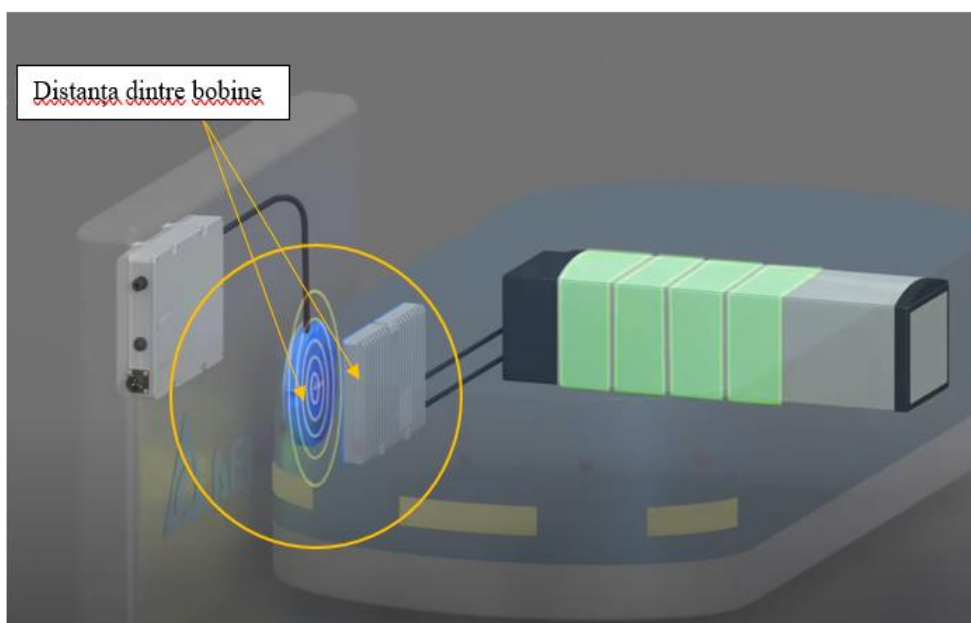


Fig. 6. Câmpul electromagnetic

Cu sistemele wireless, bateria începe să se încarce mai repede în comparație cu soluțiile de încărcare a celor cu încărcător. Fără uzură, rupere sau întreținere, deoarece nu sunt implicate cabluri electrice, prize, circuite etc. Nu este ușor să definiți costul operațional datorat „pieselor”, dar investiția este pe un termen lung iar costul de întreținere al întregului sistem de încărcare va fi mai mic cu soluția wireless.

Poziția la AGV-urile cu contact direct pentru încărcare, mai exact stâlpii de încărcare trebuie să fie în „contact”, astfel încât poziționarea AGV va depinde de forma și dimensiunea acestor stâlpi (dacă sunt montați pe podea sau pe perete).

Această caracteristică este foarte interesantă pentru AGV-urile mobile autonome, care nu urmează o anumită cale și își pot varia traiectoria în funcție de mediul înconjurător.[9]

Cu toate acestea, există un factor care influențează în mod direct performanța în legătură cu încărcarea wireless a vehiculele ghidate automatizate, și anume distanța dintre cele două bobine.

Fluxul scade rapid cu cât distanța dintre cele două bobine este mai mare iar procesul de încărcare durează mai mult. Însă cu cât bobinele sunt mai apropiate, cu atât se realizează un transfer de putere mai mare.

În consecință, bobina secundară trebuie plasată cât mai aproape posibil de bobina principală pentru a intercepta cel mai rapid flux.

Cantitatea de energie pe care o captează bobina secundară este proporțională cu secțiunea transversală care se confruntă cu câmpul magnetic.

### 3. Concluzii

După cum putem vedea, una dintre diferențele principale este prețul încărcătorului, dar în sistemul de încărcare wireless, cel cu încărcător este mai ieftin.

Oferă date și se conectează într-o priză monofazată de perete pentru sistemul de 3 kW (fără transformator suplimentar, convertor DC, etc.).

Dacă AGV-urile au nevoie de mai puțin timp pentru încărcare, vor avea mai mult timp pentru îndeplinirea misiunilor, deci un număr mai mic de AGV-uri necesare în depozit.

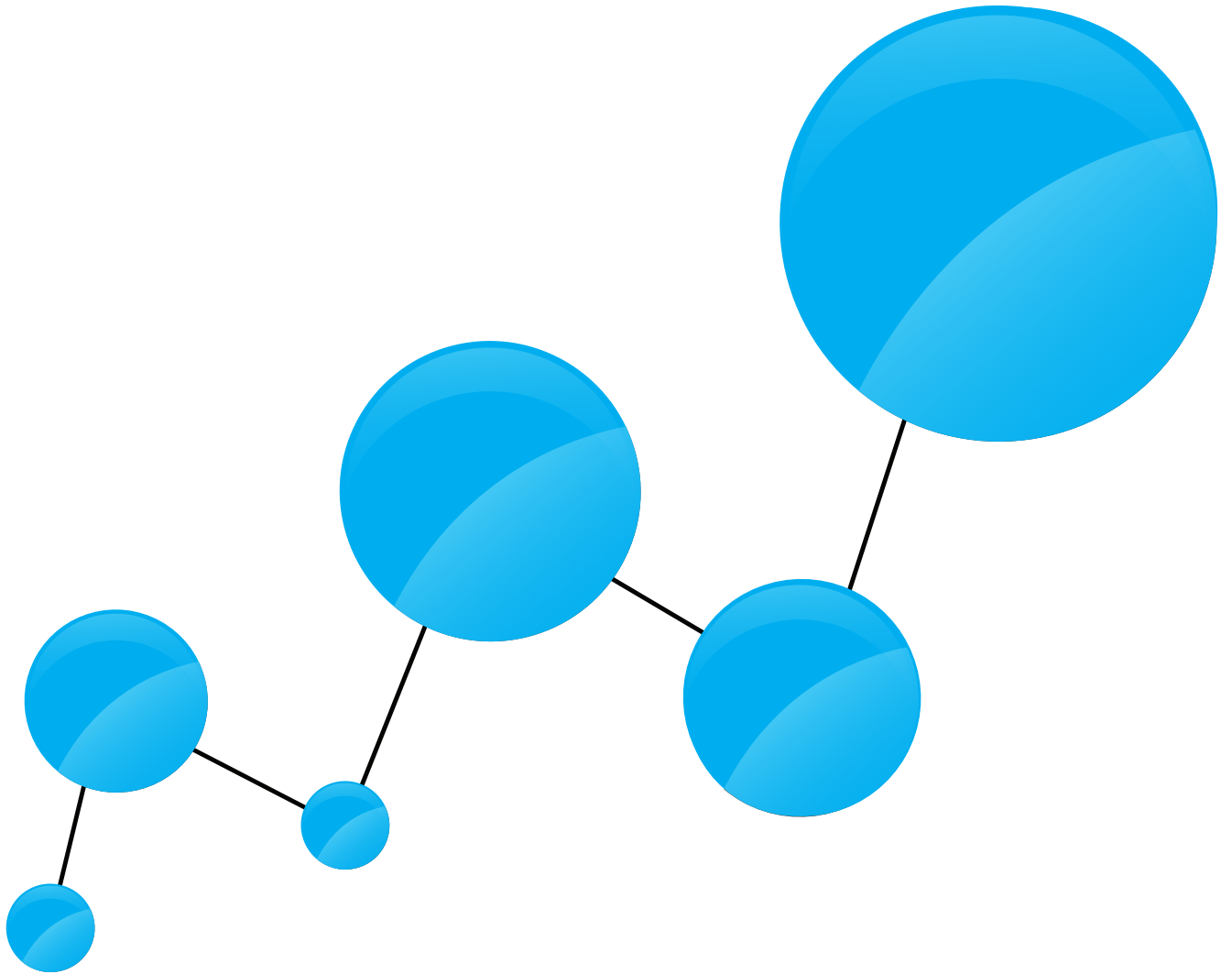
Dacă un sistem AGV cu 10 AGV, este posibil să îl puteți reduce la 9 AGV cu un sistem de încărcare wireless instalat. Desigur, aceste numere trebuie analizate și depind complet de proiectul specific al fiecărui depozit de logistică.

La calcularea costurilor totale de funcționare, trebuie să luăm în considerare costul kW/h pentru încărcare și costul de întreținere al încărcării. Acest calcul este mai complex, iar soluția wireless este o soluție mai bună în comparație cu încărcarea tradițională.

Așadar, convingerea despre o investiție inițială este destul de grea deoarece implică costuri foarte mari dar amortizarea se va face în timp. Ar trebui să efectuăm întotdeauna o analiză detaliată pentru a înțelege dacă încărcarea wireless sau fără fir ar putea reprezenta un real avantaj pentru nevoile din cadrul depozitului.

#### 4. Bibliografie

- [1].<https://www.wiferion.com/en/applications/wireless-charging-agv-automated-guided-vehicle-systems/>
- [2].[https://www.google.com/search?q=Wireless+charging+for+AGV+\(Automated+guided+vehicle\)&rlz=1C1GCEA\\_enRO873RO873&oq=Wireless+charging+for+AGV+\(Automated+guided+vehicle\)&aqs=chrome..69i57j69i60.487j0j7&sourceid=chrome&ie=UTF-8](https://www.google.com/search?q=Wireless+charging+for+AGV+(Automated+guided+vehicle)&rlz=1C1GCEA_enRO873RO873&oq=Wireless+charging+for+AGV+(Automated+guided+vehicle)&aqs=chrome..69i57j69i60.487j0j7&sourceid=chrome&ie=UTF-8)
- [3].<https://www.agvnetwork.com/wireless-charging-for-agv-and-autonomous-mobile-robots#manufacturers>
- [4].<http://www.b-plus-kk.com/LEAFLETPDF/en/AN30901e.pdf>
- [5].[https://www.youtube.com/watch?v=-Ld-Crjg7tk&list=PLWqIfkqGcfolwbNFRk9vdgQj79jZKh7uP&index=2&ab\\_channel=AssecoCEIT](https://www.youtube.com/watch?v=-Ld-Crjg7tk&list=PLWqIfkqGcfolwbNFRk9vdgQj79jZKh7uP&index=2&ab_channel=AssecoCEIT)
- [6].<https://ipt-technology.com/case-agv/>
- [7].<https://www.asseco-ceit.com/en/agv-systems/agv-truck/>
- [8].<http://headscorp.co.jp/en/face/index.html>
- [9].[https://www.conductix.us/sites/default/files/downloads/PRB9200-0031-EN\\_Wireless\\_Charger.pdf](https://www.conductix.us/sites/default/files/downloads/PRB9200-0031-EN_Wireless_Charger.pdf)
- [10].[https://www.researchgate.net/publication/325162831\\_Move-and-Charge\\_System\\_for\\_Automatic\\_Guided\\_Vehicles](https://www.researchgate.net/publication/325162831_Move-and-Charge_System_for_Automatic_Guided_Vehicles)



[www.imst.pub.ro](http://www.imst.pub.ro)