

# Proiectarea prin analiză și simulare a efectorului de paletizare multifuncțional cu care este echipat robotul ABB IRB 460 și identificarea soluțiilor de îmbunătățire a comportării statice și dinamice a acestuia.

ICĂ Sebastian-Ionuț

Facultatea: IIR, Specializarea: Robotica, Anul de studii: IV, e-mail: icasebastian@gmail.com

Conducător științific: Prof. dr. ing. Cristina Pupăză, Prof. dr. ing. Adrian Nicolescu, As. Drd. Ing. Tudor George Alexandru

*Tema constă în analiza cinematică (Rigid Dynamics) și în regim tranzitoriu (Transient Structural) a unui efector multifuncțional destinat operațiilor de paletizare având un lanț cinematic complex. Obiectivul principal al proiectului este de a studia rigiditatea sistemului de pârghii al efectorului și de a identifica problemele apărute în transmiterea mișcării, ulterior găsind soluții pentru rezolvarea acestora.*

*CUVINTE CHEIE: Analiza cinematica, Analiza în regim tranzitoriu, Metoda elementelor finite, Pneumatica*

## 1. Introducere

Cu ajutorul programului ANSYS WorkBench 19.0, în modulul “Rigid Dynamics” se va crea lanțul cinematic al efectorului și se vor studia deplasările, forță necesară de împingere a cilindrului pneumatic care acționează sistemul de pârghii și se vor determina ajustările necesare pentru funcționarea eficientă a întregului ansamblu.

Totodată, în modulul “Transient Structural” se vor determina deformațiile și tensiunile apărute în brațele care transmit mișcarea în condiții reale de solicitare a efectorului și se vor face observații privind soluțiile constructive și/sau posibilitatea de îmbunătățire a acestora.

**I. Analiza cinematică în ANSYS** (modulul Rigid Dynamics) este folosită pentru stabilirea solicitărilor în cuplele cinematice. Este o analiză recomandată pentru roboți, precede orice analiză statică sau dinamică și dispune de un solver dedicat: ANSYS Rigid Dynamics solver. Deoarece în industrie acest tip de analiză se face cu programul ADAMS, ANSYS are funcționalități extinse pentru conexiunea cu acest program.

**Rigid body dynamics (RBD)** reprezintă studiul deplasării ansamblurilor în timpul funcționării, considerând toate componentele rigide. După definirea cuplelor cinematice, programul blochează automat deplasările sau rotațiile pe anumite axe. Toate restricțiile sunt definite în cuplele cinematice. Fiecare cuplă cinematică asigură legătura dintre două componente. Cuplele cinematice sunt caracterizate de deplasările relative care sunt atribuite corpurilor pe care le conectează. Astfel, necunoscutele primare într-o analiză RBD sunt translațiile și rotațiile centrelor de greutate ale componentelor rigide și deplasările în cuplele cinematice. Alte mărimi care se calculează în analiza RBD sunt forțele care se dezvoltă în cuple și se transmit între componente, spre deosebire de analiza structurală, unde se calculează deformațiile specifice și tensiunile.

Metoda numerică folosită pentru determinarea deplasării ansamblului este Metoda Runge-Kutta. Aceasta este o procedură iterativă, aproximativă pentru rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale. Metoda este precisă și se folosește pentru multe probleme practice. Aproximarea este mai bună decât cea oferită de metoda Euler. Ideea metodei este că, pentru rezolvare (găsirea soluției privind deplasarea ansamblului), se aproximează panta secantei, de la un increment de timp la altul.

La o astfel de analiza nu este necesară discretizarea decât în cazul în care se definesc contacte între componente. În analiza discutată au fost suprimate contactele.

Exemple de analize cinematice:

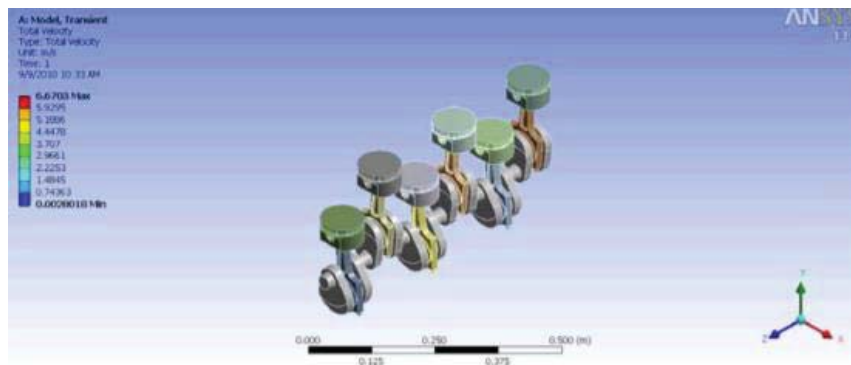


Fig. 1 Studiul vitezei unghiulare al unui arbore cotit având detonatia pistoanelor sincronizată



Fig. 2 Analiză comportării structurii unui robot industrial

**II. Analiza în regim tranzitoriu** (“Transient structural”) se mai numește și analiză dinamică flexibilă. Poate fi folosită pentru a determina răspunsul dinamic al unei structuri sub acțiunea unor solicitări definite în unitatea de timp. Acest timp de analiză este cea mai versatila și se folosește pentru a determina deformații, tensiuni, eforturi și forțe din structura care variază în timp.

Acest tip de analiză este solicitantă pentru resursele unității de calcul. Este folosită în general când inerțiile și efectele de amortizare sunt considerate importante.

Când o analiză transient este folosită, trebuie alocat un timp suplimentar pentru a simplifica modelul astfel încât să se obțină o discretizare bună

De punctat:

- Trebuie evitata neliniaritatea
- Se folosesc puncta de masa pentru a reprezenta componente nestructurale pentru analiza
- Se vor face rigide componentele a căror flexibilitate nu este cerută in analiză

Prin progresul unităților de calcul, analiză în regim tranzitoriu a devenit o opțiune foarte reliasta folosită de industrii cum ar fi:

- Aviatie
- Automobile
- Sisteme de Securitate si defensive
- Constructii
- Robotică
- Ind. Navala etc.

Acest tip de analiza se rezolva prin metoda elementelor finite. Metoda elementelor finite (MEF) este cea mai utilizată metodă numerică folosită pentru calculul structurilor. Concepută inițial pentru calcul structural în domeniul mecanic liniar-elastic, a fost extinsă și generalizată.

MEF se bazează pe:

- Principiile mecanicii solidului deformabil
- Teoria elasticității
- Calcul matriceal
- Metode numerice de interpolare

Pentru calculul prin MEF, structura continuă se înlocuiește cu un model de calcul discontinuu, sau discret (fig. 5.7). Discretizarea reprezintă aproximarea modelului geometric printr-o rețea cu un număr mare, dar finit de elemente cu o configurație geometrică simplă. Intersecția dintre elementele rețelei de discretizare formează noduri. Discretizarea trebuie să se muleze cât mai bine pe geometria structurii și să o aproximeze cât mai exact. Elementele prin care se face aproximarea geometriei poartă numele de elemente finite.

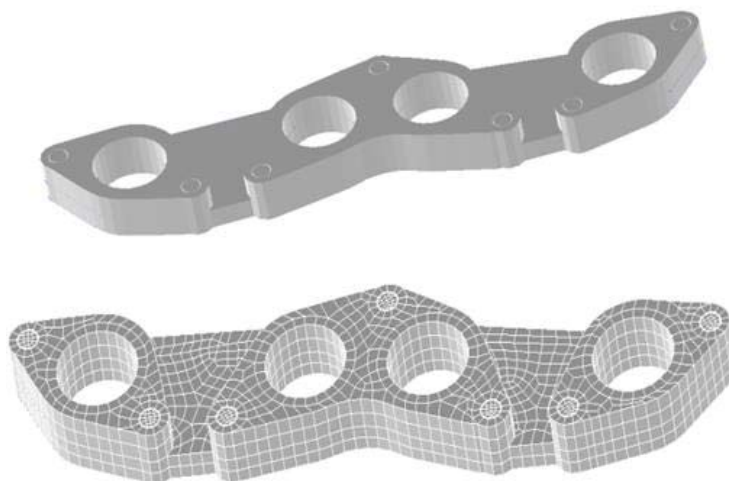


Fig 2. Model de calcul continuu (sus) și discretizat (jos)

Prin urmare, programele care lucrează prin MEF calculează comportarea structurii în nodurile rețelei de discretizare și pe baza acestor rezultate, exprimă comportarea întregii structuri.

În principiu, cu cât numărul de noduri este mai mare, cu atât rețeaua de discretizare este mai fină și aproximarea geometriei e mai bună, dar crește timpul de calcul

Modulul Mechanical conține opțiuni de discretizare în meniul Mesh.

Observație: Calitatea discretizării se reflectă direct în precizia rezultatelor. Nu există o metodă unică de discretizare, dar există reguli de modelare MEF care trebuie respectate la discretizare

## 2. Prezentarea sistemului de pârghii al efectorului și a aplicației în care este integrat

Denumirea aplicației: Celulă robotizată de paletizare, înfoliere și etichetare integrand un robot industrial de tip braț articulat echipat cu un efector vacuumatic multifuncțional.



Fig. 3 Efectorul multifuncțional



Fig. 4 Acționarea bacurilor efectorului



Fig 5. Tipuri de materiale manipulate

Efectorul are adaptat un sistem de preluare al paleților prin deschiderea unor bacuri acționate de un sistem de pârghii antrenate de un motor pneumatic liniar. Pentru preluarea cutiilor și a separatoarelor se folosesc niște ventuze echipate cu generatoare de vid.



Fig 6. Sistemul de pârghii ce acționează bacurile / Ventuzele pneumatice

### 3. Pregătirea modelului de calcul

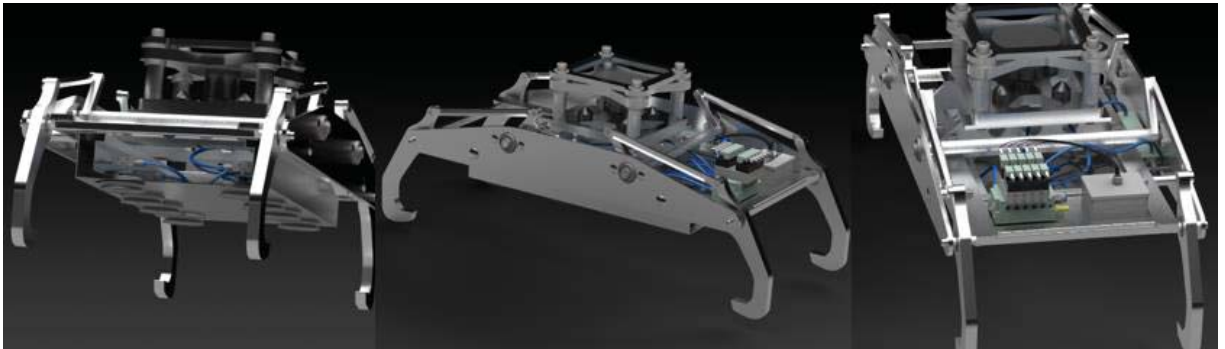


Fig. 7 Efectorul proiectat în mediul de lucru SiemensNX

Efectorul a fost proiectat în programul de proiectare CAD SiemensNX. Se vor exporta ca parasolid componentele de interes pentru studiul lanțului cinematic al sistemului de preluare a paletelor, ulterior componentele se vor importa în DesignModeler.

Formatul parasolid ( X\_T ) a fost dezvoltat de către compania Shape Dată Limited, acum deținut de Siemens PLM Software. Capabilitățile acestui format includ comenzi complete și complexe din mediul de lucru CAD. Este folosit într-o mare varietate de aplicații incluzând programe ca SolidWorks, SolidEdge, NX, Microstation, Ansys, Abaqus s.a.

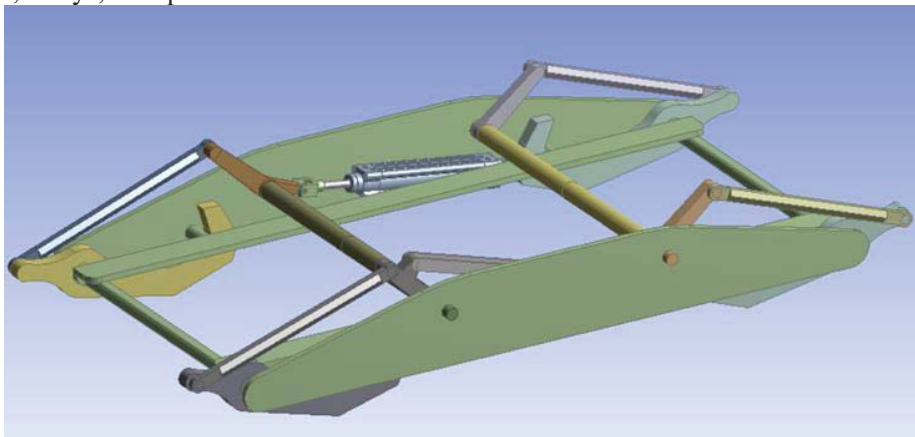


Fig 8. Modelul de studiat importat în Design Modeler

Sistemul de pârghii împreună cu cilindrul pneumatic ales preliminar au fost introduse în DesignModeler. S-au eliminat razele de racordare, și am creat amprentarea fetelor (imprint faces) pentru fețele de interes. Pentru o discretizare bună am divizat anumite elemente dintr-un singur braț pentru a scoate în evidență fețele mapabile. Elementele divizate au fost introduse apoi într-un singur “Part Group” pentru a reintregii brațul.

Fiind un model realizat în totalitate în modulul “Modeling” din SiemensNX nu au existat probleme în importul geometriei și în continuitatea suprafețelor. Au fost însă făcute câteva modificări pentru a evita unele mici coliziuni între componente.

Pentru simplificarea geometriei și pregătirea de discretizare s-au folosit următoarele comenzi: Face Delete, Boolean(Extrude/Imprint Faces/Substract), Edge Split, Face Split, Projection, Merge, Move, Slice, Translate..

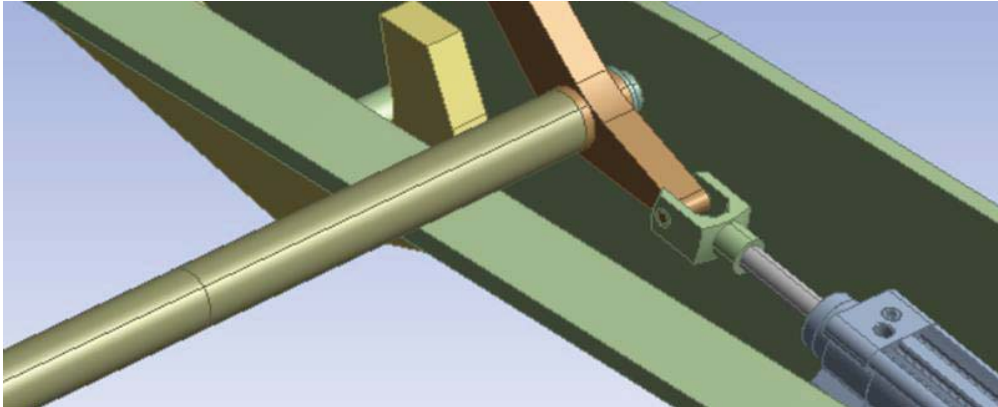


Fig. 9 Exemplificarea delimitarii suprafetelor mapabile

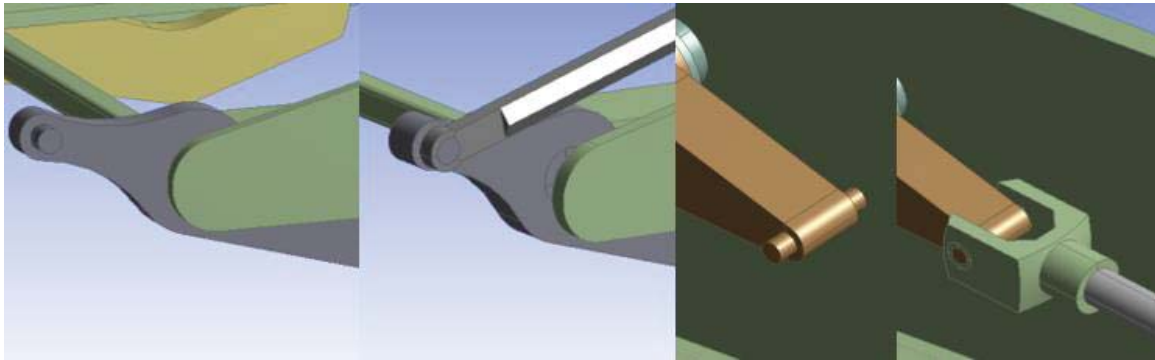


Fig. 10 Crearea de elemente suplimentare pentru definirea corecta a cuplelor

## 4. Analiza cinematica a sistemului de parghii

### I. Alegerea materialului

Am ales din biblioteca Ansys un aliaj de aluminiu predefinit având următoarele caracteristici de material:

1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	2770	kg m <sup>-3</sup>
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
5	Coefficient of Thermal Expansion	2.3E-05	C <sup>-1</sup>
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
8	Young's Modulus	7.1E+10	Pa
9	Poisson's Ratio	0.33	
10	Bulk Modulus	6.9608E+10	Pa
11	Shear Modulus	2.6692E+10	Pa
12	Alternating Stress R-Ratio	Tabular	
16	Tensile Yield Strength	2.8E+08	Pa
17	Compressive Yield Strength	2.8E+08	Pa
18	Tensile Ultimate Strength	3.1E+08	Pa
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa
20	Isotropic Thermal Conductivity	Tabular	
23	Specific Heat, C <sub>p</sub>	875	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>
24	Isotropic Relative Permeability	1	
25	Isotropic Resistivity	Tabular	

Fig. 11 Caracteristicile materialului folosit

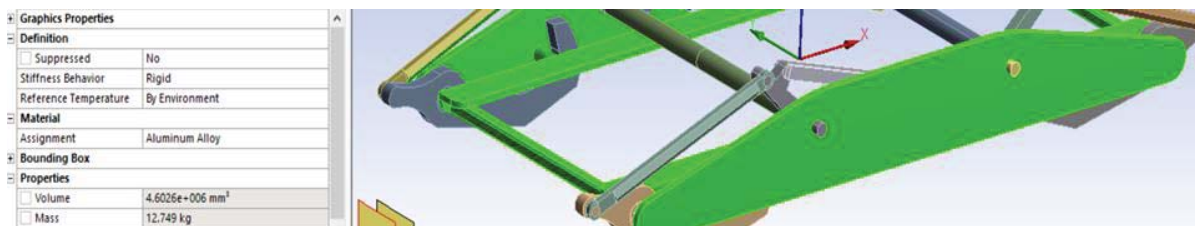


Fig. 12 Atribuirea de material componentelor (Masa totala = aprox. 45kg)

## II. Definirea cuplelor cinematice

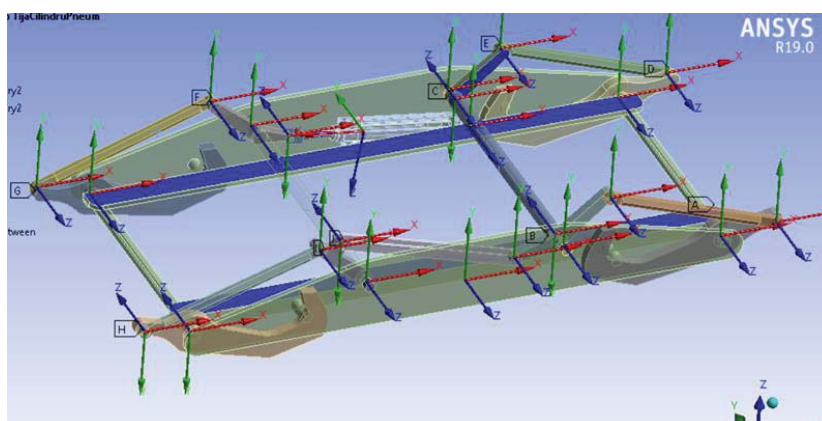


Fig. 13 Imagine de ansamblu a cuplelor cinematice

S-au definit in total 24 de cuple cinematice astfel:

- 8 cuple cilindrice pentru rotatia celor 4 bacuri si a celor 2 brate principale care transmit miscarea

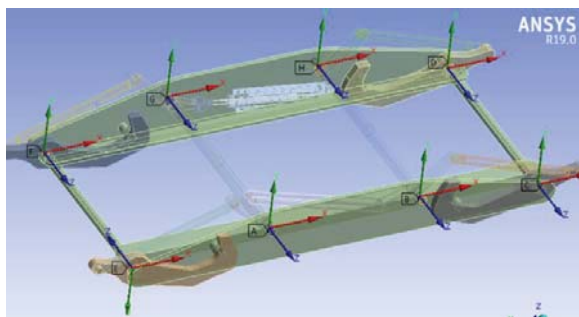


Fig. 14 Cuple cinematice

- 12 cuple de revolutie pentru bratele secundare

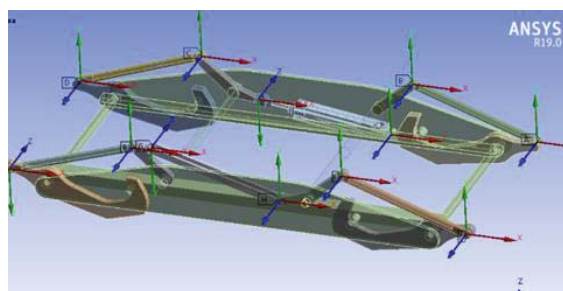


Fig. 15 Cuple cinematice

- 1 cupla de translatie pentru tija cilindricului pneumatic pe directia axei X

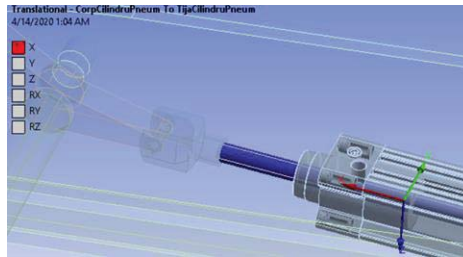


Fig. 16 Cupla de translatie a cilindricului

- 3 cuple fixe dintre care 1 cupla pentru carcasa fixa care este baza de referinta a intregului sistem de parghii si 2 pentru unirea elementelor divizate in procesul de optimizare a geometriei

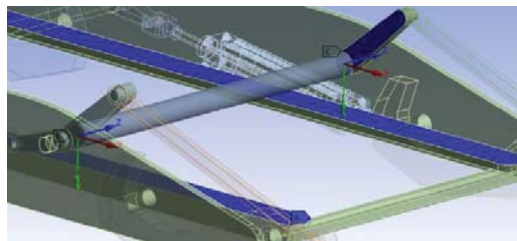


Fig. 17 Cuple fixe

### III. Stabilirea parametrilor analizei

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	4
Current Step Number	4
Step End Time	4. s
Auto Time Stepping	On
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1.e-002 s
Minimum Time Step	1.e-007 s
Maximum Time Step	5.e-002 s

Fig 18. Analysis settings

S-au stabilit 4 pasi de simulare ( cate 1 secunda atribuita fiecarui pas ).

S-au introdus valori neeconomice de simulare dar care asigura convergenta astfel:

- Timp initial: 1e-002s
- Timp minimal: 1e-007s
- Timp maximal: 5e-002s

### IV. Atribuirea unei incarcari de actionare a parghiilor

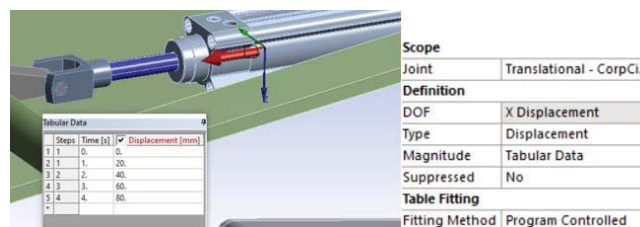


Fig. 19 Introducerea unui displacement pe cupla de translatie

Încărcarea este de forma Joint Displacement la nivelul cuplei de translatie. Se foloseste o cursa de 80mm pentru a deschide bacurile efectorului complet.



## V. Rezultatele Analizei cinematice

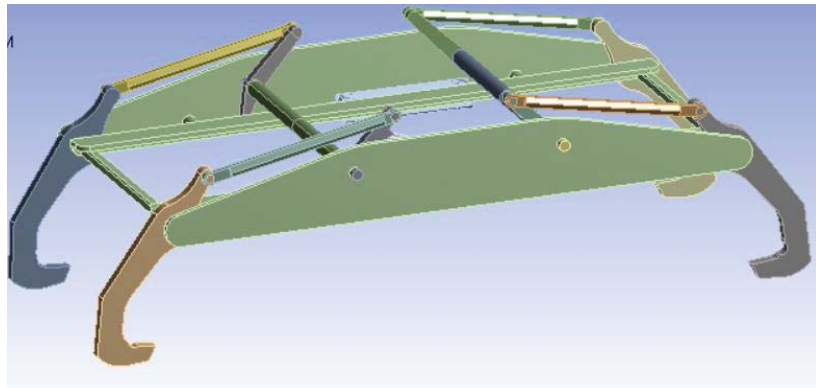


Fig. 20 Efectorul avand bacurile actionate

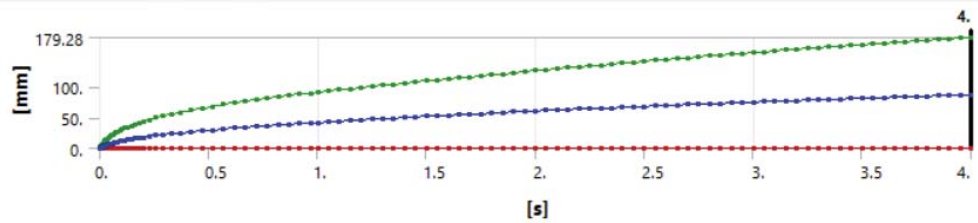


Fig. 21 Graficul deplasariilor totale

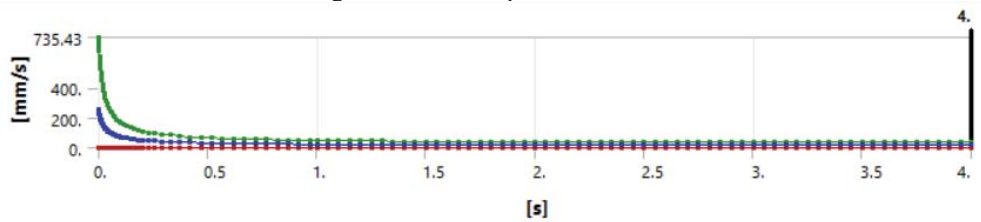


Fig. 22 Graficul vitezei totale

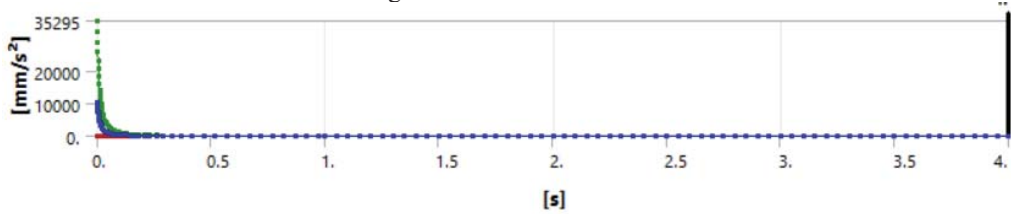


Fig. 23 Graficul acceleratiei totale

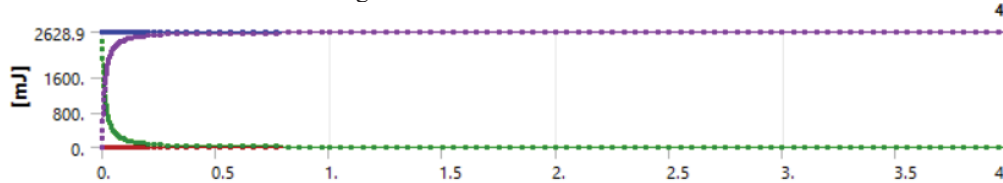


Fig. 24Graficul energiei cinetice totale

## VI. Concluzii si interpretarea rezultatelor

După cum se poate observă din graficele de mai sus, în prima parte a mișcării, în zona de acționare a cilindrului pneumatic avem niște rezultate mult prea mari care indică o problema de proiectare.

Time [s]	Joint Probe (Total Force X) [N]
1	0.
2	9.2326e-004
3	1.9602e-003
4	3.1097e-003
5	4.3738e-003
6	5.7569e-003
7	7.2659e-003
8	8.9098e-003
9	1.0699e-002
10	1.265e-002
11	1.4786e-002
12	1.7128e-002
13	1.9702e-002
14	2.2535e-002
15	2.5657e-002
16	2.91e-002
17	3.2902e-002
18	3.7106e-002
19	4.1758e-002
20	4.6912e-002
21	5.263e-002
22	5.8982e-002
23	6.6047e-002
24	7.3916e-002

Fig. 25 Tabel de analiza

În rezultatul forței necesare pentru acționarea cilindrului pneumatic, comparând valorile în incrementul de timp observăm că este nevoie de o forță foarte mare pentru a putea pune în mișcare sistemul de pârgii.

Totodată observăm că după un timp forță începe să scadă și întră într-o zona plauzibilă forțelor exercitate de cilindrii pneumatici utilizabili în această aplicație

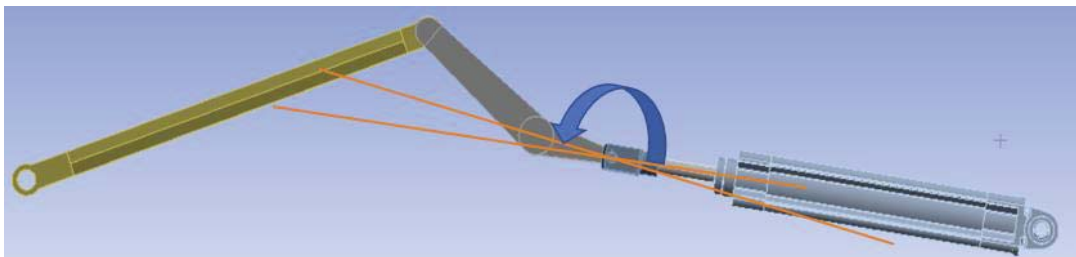


Fig 26. Ilustrarea problemei de proiectare identificate

În imaginea de mai sus este identificată problema. Mai exact unghiul dintre tijă pistonului și elementul de acționare (săgeata albastră) este foarte mare punând o tensiune foarte mare pe tijă pistonului și pe articulație.

S-a observat din tabelul forțelor necesare că la unitatea de timp 4.6912e-002 forțele se ameliorează. Pentru a identifica exact deplasarea unghiulară pe care o face acest segment am introdus un Joint Probe pe axa de rotație a elementului acționat astfel:

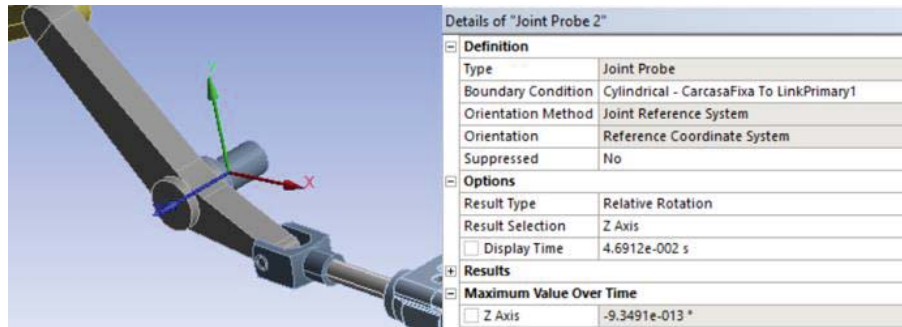


Fig. 27 Identificarea valorii de rotatie folosind un Joint Probe

Introducând timpul exact de unde valoarea forței trece spre valori normale ( $4.6912e-002s$ ) putem observă valoarea cu care trebuie rotit segmentul acționat un jurul axei Z pentru că unghiul dintre el și tijă cilindricului să fie mai mic și să se elimine tensiunea din articulație.

Observam ca valoarea necesara este de :  $9.3491e-013$  grade.

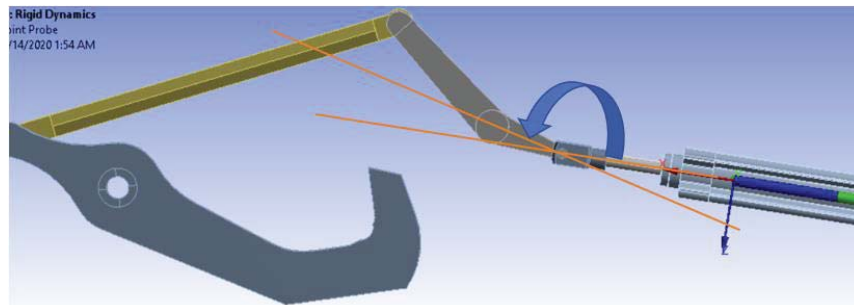


Fig. 28 Solutionarea problemei. Marirea unghiului dintre tija si elementul actionat

În urma identificării acestei probleme și a soluției proiectantul poate face ajustările necesare în sistemul de pârghii. De notă este faptul că odată cu modificarea unghiului dintre tijă cilindricului și elementul acționat este necesară modificarea lungimii brațelor secundare.

#### Dimensionarea cilindrului pneumatic in urma datelor obtinute:

- Forta necesara actionarii: 427N
- Cursa necesara: 80mm la care se adauga 60mm deoarece cilindrul nu incepe actionarea de la pozitia

Se configureaza un piston avand diametrul 32mm si cursa 150mm

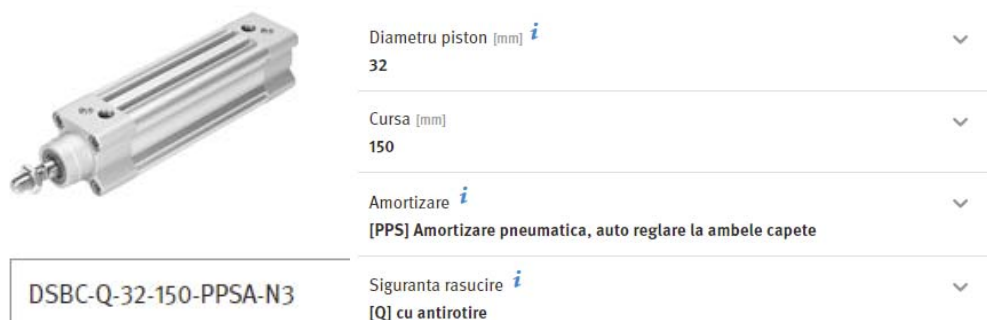
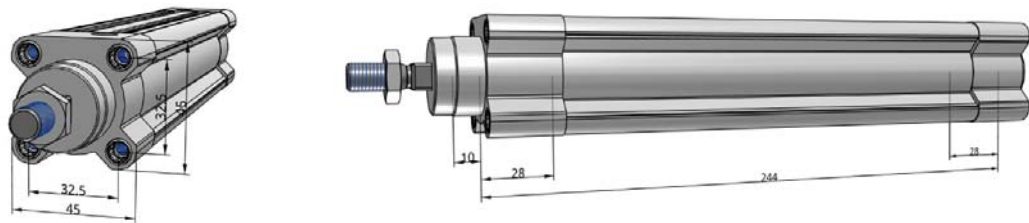


Fig. 29 Seria cilindrului pneumatic FESTO configurat



### Date tehnice

Caracteristică	Valoare
Cursa	150 mm
Piston-Ø	32 mm
Cod	DSBC
Amortizare	Amortizare pneumatica la capăt de cursă auto-reglabila
Pozitia de montare	Oricare
Soluție constructivă	Piston Tija Secțiunea tubului
Sesizare poziție	pentru senzori de proximitate
Presiune operare	0.05 ... 12.0 bar
mod de operare	Dubla acțiune
mediul de operare	Aer comprimat conform ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Notă: Mediul de operare / de control	Lubrifiere posibilă (caz în care este necesară lubrifiere continuă)
Clasa de rezistență la coroziune CRC	2 - stres moderat la coroziune
Temperatura ambientală	-20 ... 80 °C
Energia de impact	0,4 J
Forță teoretică la 6 bar, retragere	415 N
Forță teoretică la 6 bar, avans	483 N
Incarcarea adițională per 10 mm cursă	0 g 8 g
Tip de fixare	Cu filet interior Cu accesorii opțional:
Conectare pneumatică	G1/8
Notă privind materialele	conține PWIS conform cu RoHS
Informații material capac	Aluminiu turnat sub presiune, acoperit
Informații material tub cilindru	Aluminiu din aliaj forjat, alunețare anodizată

Fig. 30 Date tehnice și modelul CAD al cilindrului pneumatic

## 4. Analiza în regim tranzitoriu

### I. Modelul de calcul

Simplificările aduse geometriei au fost menționate la capitolul 3.

### II. Discretizarea

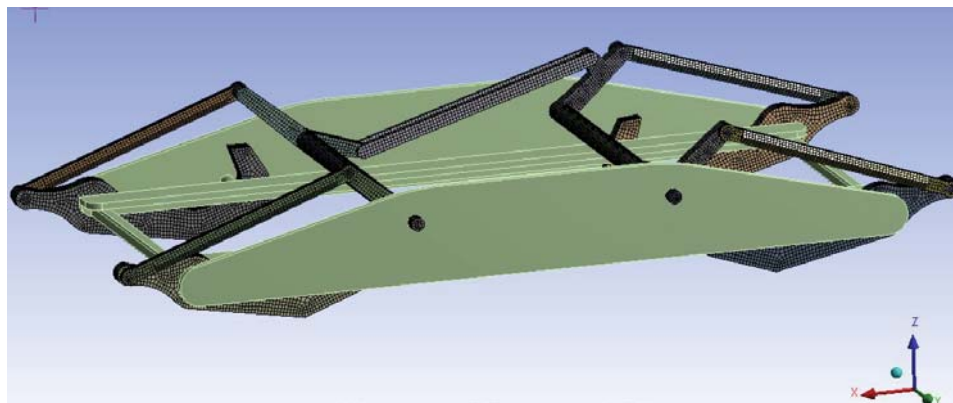


Fig. 31 Vedere de ansamblu a discretizării

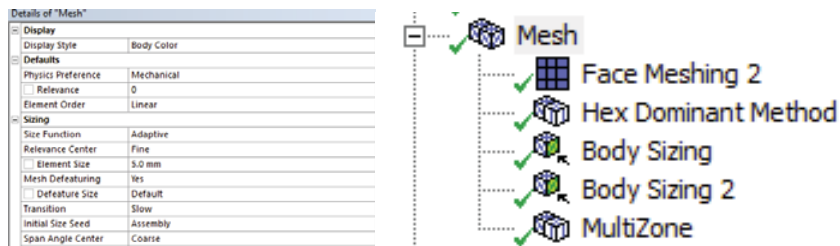


Fig. 32 Setari generale de discretizare si observarea arborelui de comenzi folosite

### 1. Face Meshing

Se identifica suprafetele mapabile prin Mesh>Show>Mappable faces. Prin acest lucru putem controla discretizarea astfel incat dispunerea elementelor sa fie structurata, mapata.

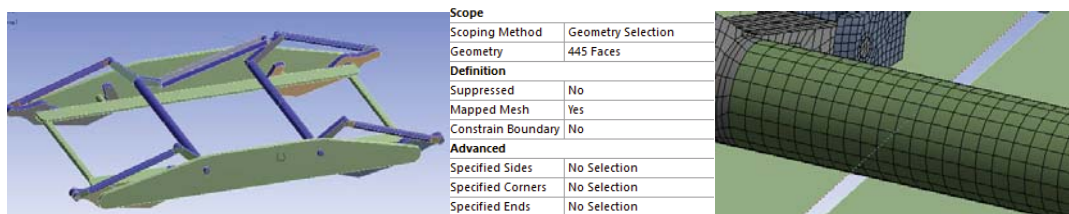


Fig. 32 Discretizarea mapata

### 2. Hex Dominant Method – Discretizare dominanta cu hexaedre

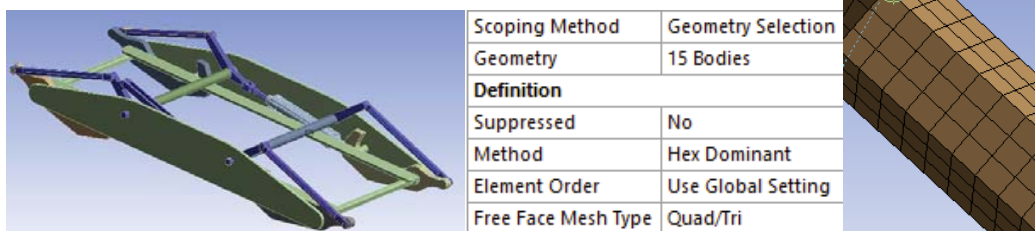


Fig. 33 Metoda Hex Dominant

### 3. Body Sizing 1 ( 2.5m – Soft Behavior) pentru Tija Pistonului

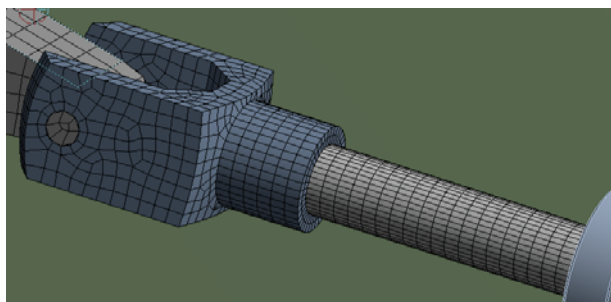


Fig. 34 Tija pistonului

### 4. Body Sizing 2 (5mm – Soft Behavior) pentru restul elementelor

### 5. Discretizare Multi-Zone pentru Bac-uri si Bratele care transmit miscarea

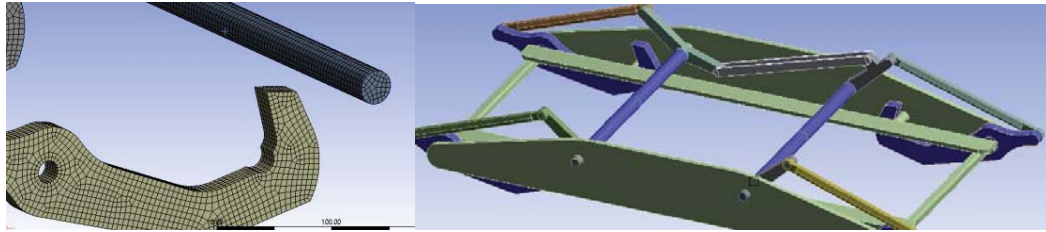


Fig. 35 Discretizarea multi-zone

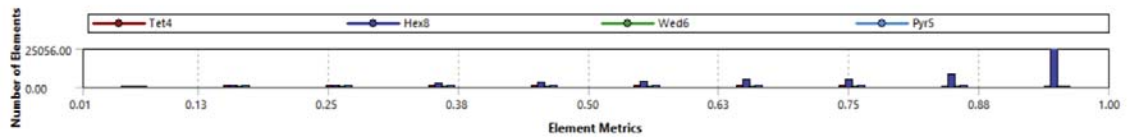


Fig. 36 Elementele discretizarii

Quality	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	1.3645e-002
<input type="checkbox"/> Max	0.99991
<input type="checkbox"/> Average	0.7565
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0.24243

Fig. 37 Calitatea discretizarii

### III. Conditii de simulare:

Restart Analysis		Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Displacement [mm]
Restart Type	Program Controlled	1	0.	0.
Status	Done	2	1.	20.
Step Controls		3	2.	40.
Number Of Steps	4.	4	3.	60.
Current Step Number	4.	5	4.	80.
Step End Time	4. s	*		
Auto Time Stepping	On			
Define By	Time			
Carry Over Time Step	Off			
Initial Time Step	1.e-002 s			
Minimum Time Step	1.e-002 s			
Maximum Time Step	1.e-002 s			



Fig. 38 Conditiiile de simulare

S-a utilizat un număr de 4 pași, fiecărui pas îi corespunde 1 secundă de simulare. Pentru valorile inițiale, minimale și maxime ale pasului de timp s-a folosit o valoare economică de 0.01s.

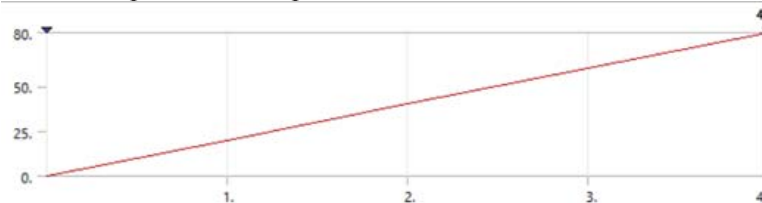
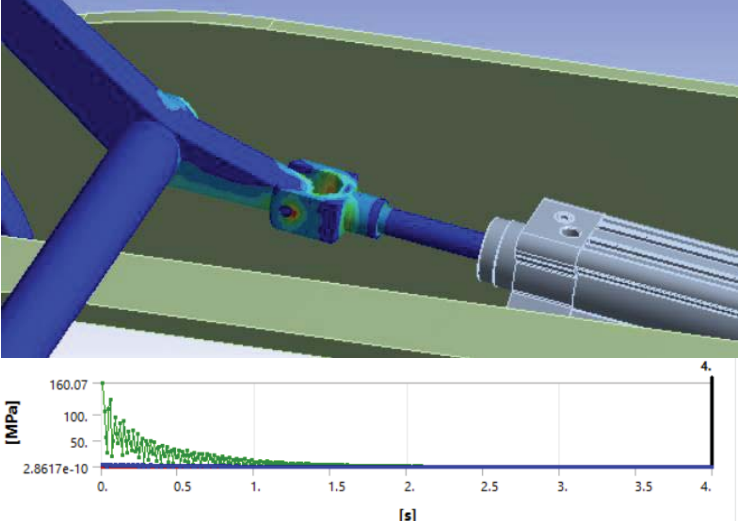
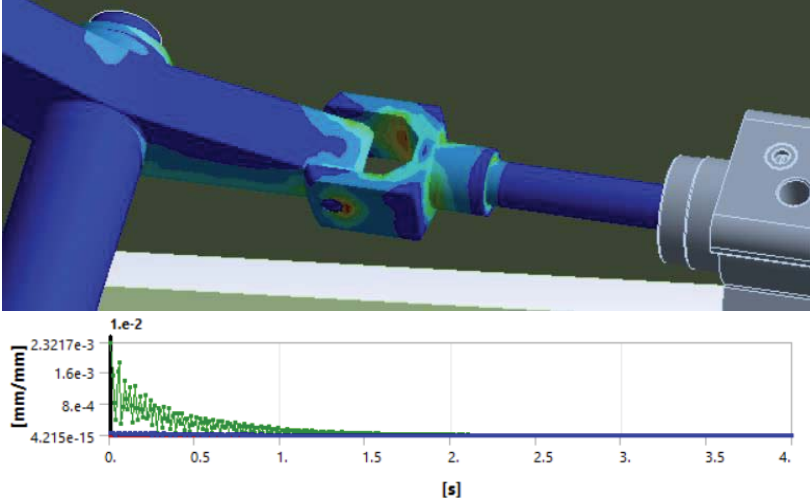
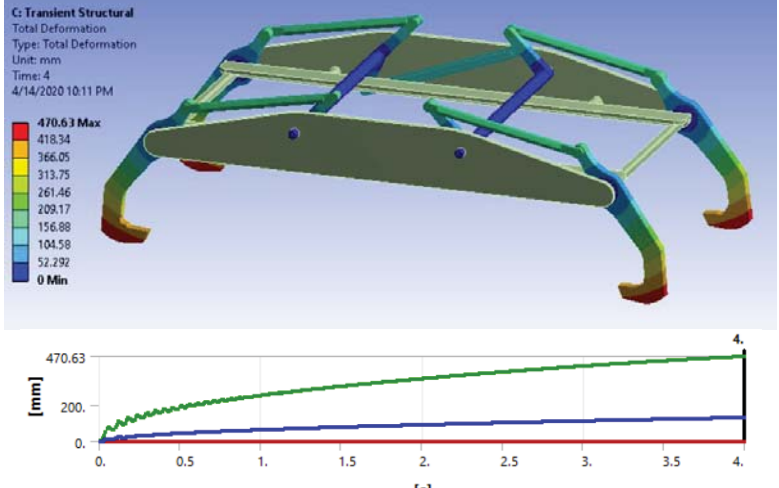


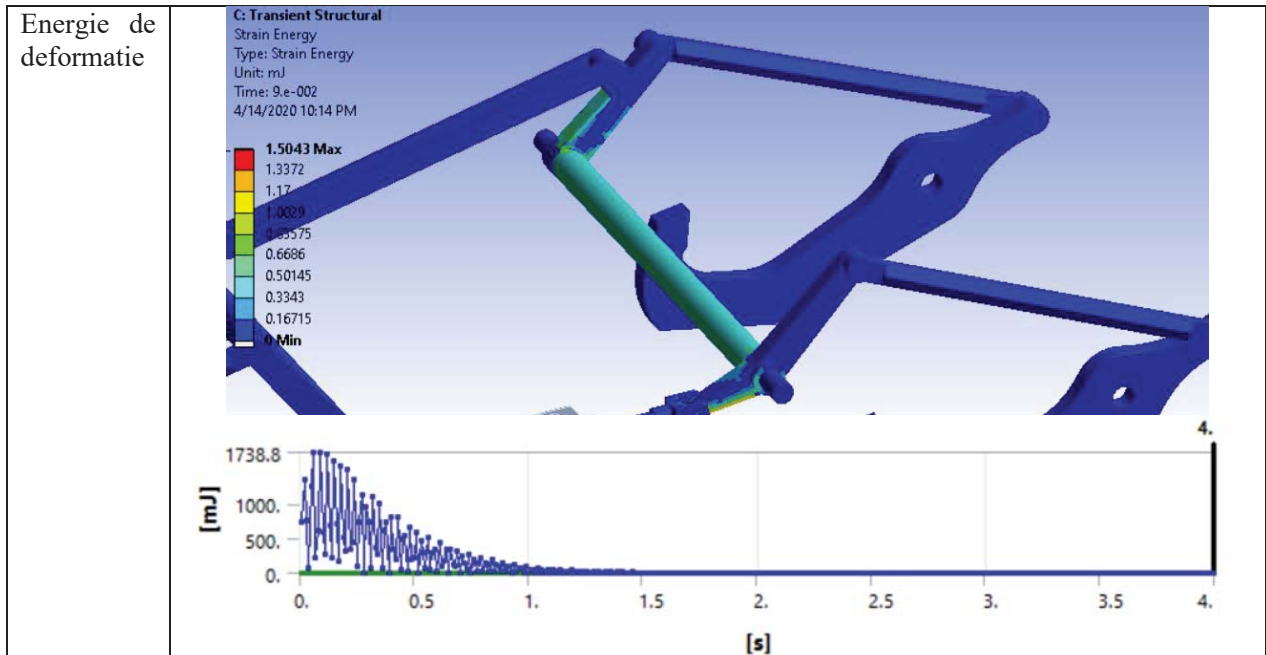
Fig. 39 Displacement

Pentru acționarea mecanismului este folosită o deplasare pe translație pe cupla de translație a cilindrului pneumatici.

### IV. Rezultate obtinute

Tabelul 2. Rezultate centralizate-analiza tranzitorie

Mărimea procesată	Reprezentarea grafică
Tensiunile echivalente	 <p>The figure shows a 3D finite element analysis of a mechanical assembly, including a joint and a cylindrical component. The stress distribution is visualized with a color scale from blue (low stress) to red (high stress). Below the 3D model is a line graph showing the equivalent stress in MPa over a 4-second period. The y-axis ranges from <math>2.8617 \times 10^{-10}</math> to 160.07 MPa. The stress starts at approximately 160 MPa at <math>t=0</math> and rapidly decays to near zero by <math>t=1</math> second.</p>
Deformații specifice echivalente	 <p>The figure shows the same 3D model as above, but with specific strain distribution. The color scale ranges from blue to red. Below the model is a line graph showing specific strain in mm/mm over 4 seconds. The y-axis ranges from <math>4.215 \times 10^{-15}</math> to <math>2.3217 \times 10^{-3}</math>. The strain starts at approximately <math>2.3 \times 10^{-3}</math> mm/mm at <math>t=0</math> and decays to near zero by <math>t=1</math> second.</p>
Deformații totale	 <p>The figure shows a 3D model of a frame structure with total deformation. A legend indicates the maximum deformation is 470.63 mm. Below the model is a line graph showing total deformation in mm over 4 seconds. The y-axis ranges from 0 to 470.63 mm. The deformation increases linearly from 0 mm at <math>t=0</math> to approximately 470 mm at <math>t=4</math> seconds.</p>



### V. Interpretarea rezultatelor si concluzii

Așa cum era de așteptat din cauza unghiului mare dintre tijă de acționare și elementul acționat întâlnim în prima parte a mișcării valori mari pentru tensiuni. Pentru a putea lua în calcul un coeficient de siguranță plauzibil voi ilustra rezultatele după unitatea de timp la care segmentul acționat s-a rotit cu 9 grade. ( Valoare extrasă din analiză cinematică).

Cea mai mare valoare după unitatea de timp 4.6912e002 ( 5e-002) este de 128.33MPa. Această valoare apare în momentul avansării cilindrului pneumatic pentru a pune în mișcare sistemul de pârghii.

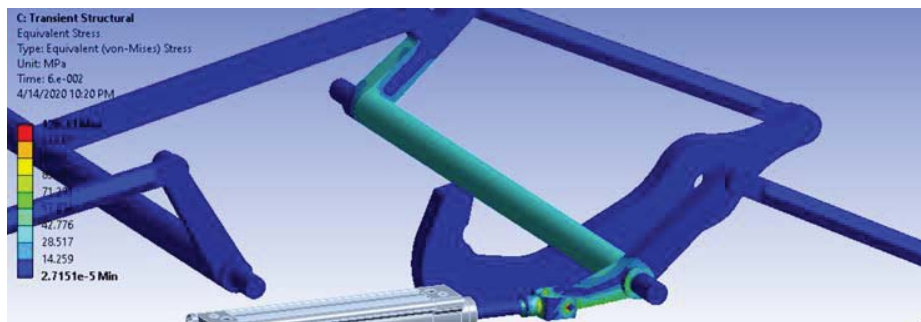


Fig. Valoarea cea mai mare a tensiunii

Calculul coeficientului de siguranta:

$$\sigma_{ANSYS} (Yield\ Stress\ max) = 128.33\text{Mpa}$$

$$\sigma_Y = 310\text{Mpa} (Yield\ Stress\ Al)$$

$$c = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{ANSYS}} = 2.41$$



Pentru obținerea unei valori mai mari pentru coeficientul de siguranță se poate mări mai mult unghiul discutat. Nu este de luat în calcul modificarea materialului deoarece orice material mai greu decât Al ar introduce o sarcină mare pe robotul care manipulează efectorul. Un material mai ușor decât Al (Titan, Aliaje de Magneziu) nu pot fi folosite din considerente economice.

Valorile obținute pentru celelalte analize sunt plauzibile și se pot îmbunătăți cu modificarea poziției elementului de acționare cum a fost ilustrat mai sus.

Ca și observație, în această analiză au fost neglijate contactele și nu au fost luate în considerare forțele care apar în lagăre și în rulmenții folosiți pentru mișcarea liberă a pârghiilor. Utilizarea unor elemente de lagaruire de calitate pot îmbunătăți valorile obținute.

## **8. Bibliografie**

- [1] Suport de curs IAC 1, notite de curs – Prof. Dr. Ing. Cristina Pupaza
- [2]. Suport de curs IAC 2, notite de curs – Prof. Dr. Ing. Cristina Pupaza
- [3]. Imagini preluate de pe canalul de youtube al producatorului SCOTT PHS
- [4]. Informatii oferite de firma ANSYS (site web: [www.ansys.com](http://www.ansys.com))
- [5]. Caracteristici de material oferite de MatWeb ([www.matweb.com](http://www.matweb.com))
- [6]. Caracteristici de material oferite de Make It From ([www.makeitfrom.com](http://www.makeitfrom.com))